



TITLE:

内圧を受ける一体形フランジの設計に関する研究(Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

河嶋, 壽一

CITATION:

河嶋, 壽一. 内圧を受ける一体形フランジの設計に関する研究. 京都大学, 1980, 工学博士

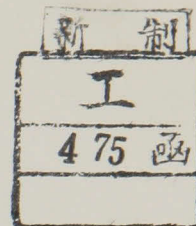
ISSUE DATE:

1980-03-24

URL:

<https://doi.org/10.14989/doctor.r4123>

RIGHT:



内圧を受ける一体形フランジの 設計に関する研究

昭和54年12月

河 嶋 壽 一

内圧を受ける一体形フランジの 設計に関する研究

昭和54年12月

河 嶋 壽 一

内圧を受ける一体形フランジの設計に関する研究

目 次

緒 論	1
1. まえがき	1
2. 従来の研究の概要	2
2.1 内圧を受けるフランジの強度に関する研究	2
2.2 フランジ座面よりの漏れに関する研究	8
3. 本研究の目的と概要	12
第1編 フランジの強度に関する研究	
第1章 フランジに発生する応力	14
1. 緒 言	14
2. フランジの応力解析法	14
2.1 荷重及び境界条件の決定法	14
2.2 ボルト本数を考慮した解析法	18
3. 実験結果との対比	20
4. フランジの応力分布	24
4.1 ボルト締付時の応力分布	25
4.2 内圧が作用するときの応力分布	26
4.3 ボルトの大きさを考慮した場合の応力分布	26
5. 規格の応力計算式による結果との比較	28
6. 結 言	29
第2章 フランジの応力に及ぼす諸因子の影響	30
1. 緒 言	30
2. フランジ形状の影響	30
2.1 ハブ勾配の影響	31
2.2 ハブ付根部の曲率半径の影響	33

3. 締付ボルトの影響	3 4
3.1 ボルト本数の影響	3 4
3.2 締付荷重のばらつきの影響	3 6
4. ガスケットの影響	3 8
5. 結 言	4 0
第3章 強度設計公式	4 2
1. 緒 言	4 2
2. リングガスケットを用いた場合の設計公式	4 3
2.1 規格の応力計算式に対する補正係数	4 3
2.2 最大子午線方向応力の計算式	4 6
2.3 考 察	4 8
3. 全面形ガスケットを用いた場合の設計公式	5 0
3.1 解析手法	5 0
3.1.1 荷重条件	5 1
3.1.2 フランジ形状	5 3
3.1.3 解析	5 3
3.2 応力計算式	5 7
3.3 解析結果及び考察	6 0
3.3.1 解析条件	6 0
3.3.2 厳密式と近似式との比較	6 1
3.3.3 規格の応力計算式との比較	6 2
3.3.4 有限要素法解析との比較	6 3
3.3.5 ハブ付根部での応力集中	6 3
3.3.6 ガスケットが発生応力に及ぼす影響	6 4
4. 結 言	6 6

第2編 漏れに対するガスケットの効果に関する研究

第1章 ガスケット面圧の分布	6 7
1. 緒 言	6 7

2. 面圧分布解析法	67
3. ガasket面圧分布	68
3.1 ボルト締付時の面圧分布	68
3.2 内圧作用時の面圧分布	69
4. ガasket面圧に及ぼす諸因子の影響	71
4.1 フランジ形状の影響	71
4.2 締付ボルトの影響	73
4.3 ガasketの影響	77
5. 結 言	81
第2章 ガasketによる漏れ防止機構	82
1. 緒 言	82
2. 漏れ実験方法	82
3. 実験結果	86
3.1 ガasket圧縮応力と漏れ開始圧力の関係	86
3.2 フランジ表面あらさの影響	87
3.3 内部流体の影響	88
3.4 ガasket形状の影響	89
4. ガasket係数と漏れ防止	90
4.1 フランジとガasketとの間のすきま	90
4.2 ガasket係数の意義	93
5. 結 言	96
結 論	97
謝 辞	100
参考文献	101
発表論文	104

1. まえがき

フランジは配管の継手部材として重要な部品であり、一般にはANSI、API、JIS、JPI又はDIN規格などに規定された形状のものが多く使用されている。これらの規格では、フランジは構造上から一体形、遊動形、さし込み形などに分類され、使用圧力及びフランジ座面形状別に寸法が定められている。このように規格化された寸法のフランジを流用することができれば、使用上大変便利であるが、使用圧力・温度あるいは材料が異なるとか、呼び径が大きい場合などにおいては、規格範囲外のフランジが必要となる場合がある。特に最近の石油化学工業用配管に要求されているような大口径でかつ高圧用のフランジについては、新たにその用途に応じた設計を行わなければならない。

このようなフランジにおいて一般的に問題となるのは、

- (1) 強度上から、発生応力に対する安全性
- (2) 機能上から、ガスケット部からの内部流体の漏れ

の2点である。すなわち、両フランジのガスケット座面間にガスケットを装着してボルトにより締付けたフランジ組立時、及びその後内圧が作用する使用時においても強度的に安全であり、かつ内部流体が漏れないようなフランジ形状を決定しなければならない。

(1)については、フランジに発生する応力を許容応力以下とすることにより対処でき、ASME、JIS、BS、DINなどの各国の規格に応力計算式が定められている。これらの計算式ではフランジ継手に作用する力として、内圧とそれに基づく管軸力及びボルト締付荷重が主体に考えられている。なお、配管から受ける曲げモーメント及び固定点間での熱膨張やフランジ内外の温度差などにより生じる荷重に対しては、伸縮継手などを使用して、フランジ継手に付加的な力が作用しないように工夫されている。しかし、これらの付加的外力が若干作用する場合もあり、これに対しては、DIN規格において、上記曲げモーメント及び熱荷重を管軸方向の力に換算する方法がとられている。フランジの各種応力計算式は、フランジを円筒殻及び円板などから構成されるものと近似して、それぞれの接続部における力のつりあい及び変位の連続性を満足するように導かれている。したがって、これらの式は実用上簡便ではあるが、フランジに生じる応力を正確に評価しているかどうかは疑問である。このような背景のもとに、工業技術院の委託による日本機械学会主催の「JIS管フランジ規格調査分科会」が

1976年から3ケ年に渡って開催され、応力計算式についての再検討が行われた。同分科会では、ガスケットがボルトの内側にあるリングジョイントガスケットを用いた場合と、ボルトの外側にもある全面形ガスケットを用いた場合とについてそれぞれ審議されたが、特に後者については一層精度の高い応力計算式の設定が望まれた。

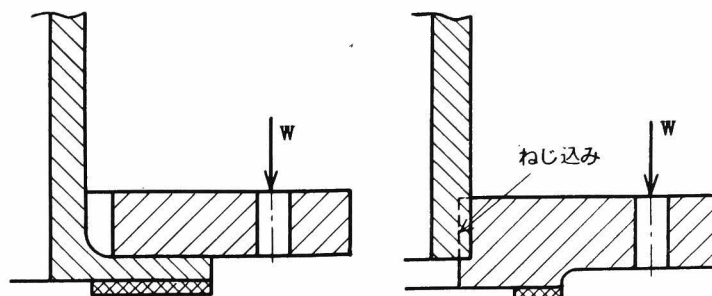
次に実際に使用されている配管用フランジの事故は、(2)での内部流体の漏れに起因するものが多い。この漏れを防止するには、使用条件に適したガスケットを用い、結合ボルトの締付けを完全に行って、フランジとガスケットとの接合面に適正な圧縮応力を作用させる必要がある。このような漏れ現象は、ガスケットの種類、ボルトの締付力、フランジ座面の種類、使用流体の種類などの影響を受けるので、耐漏れ性能を評価する指数としてガスケット係数 m が実験的に求められ採用されてきている。すなわち、いずれの規格においても、漏れが生じないための条件として、ガスケット接触面に作用している圧縮応力（ガスケット面圧）が内圧の m 倍以上必要であることが定められており、ガスケット係数がガスケット材質及び形状に対して示されている。しかし現実問題として、規定のガスケット係数の値を用いて設計を行っても、多くの漏れ事故が生じていることから、ガスケット係数の見直しをも含めて、漏れ現象の解明が工業上強く要望されている。特に最近のように高温高圧下の厳しい環境下で使用される場合、この種の問題解決が非常に重要である。

以上のように、フランジの設計においてはいまだに不明確な問題が多く残されており、更に今後一層苛酷な使用条件のもとでも使用されるフランジの事故を防止するにあたり、上記(1)及び(2)の問題についての十分な検討が必要である。

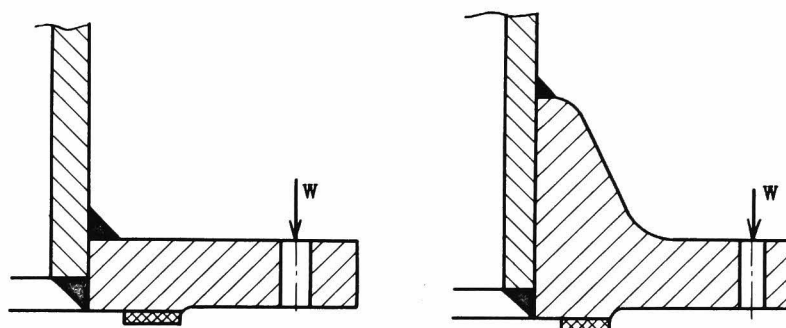
2. 従来の研究の概要

2.1 内圧を受けるフランジの強度に関する研究

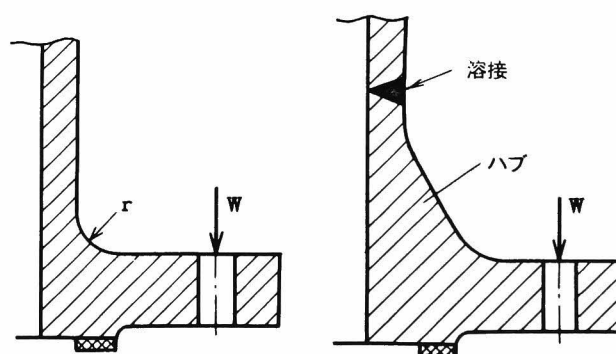
管フランジ及び容器フランジの形状はその構造上から、図1のように遊動形（Loose type）、さし込み形（Slip on type）、一体形（Integral type）に大きく分けることができ、フランジ間にガスケットを装着してボルトにて一定の締付力を与えることにより、内部流体の漏れを防止している。したがって、使用ガスケットの形状によってフランジのガスケット座面も、図2に示すように平面座（Raised face）、全面座（Flat face）、はめ込み型座（Male and female face）、みぞ型座（Tong and groove face）、リング溝付座（Ring joint face）などに分類される。



(a) 遊動形フランジ



(b) さし込み形フランジ



(c) 一体形フランジ

図 1. フランジの形状

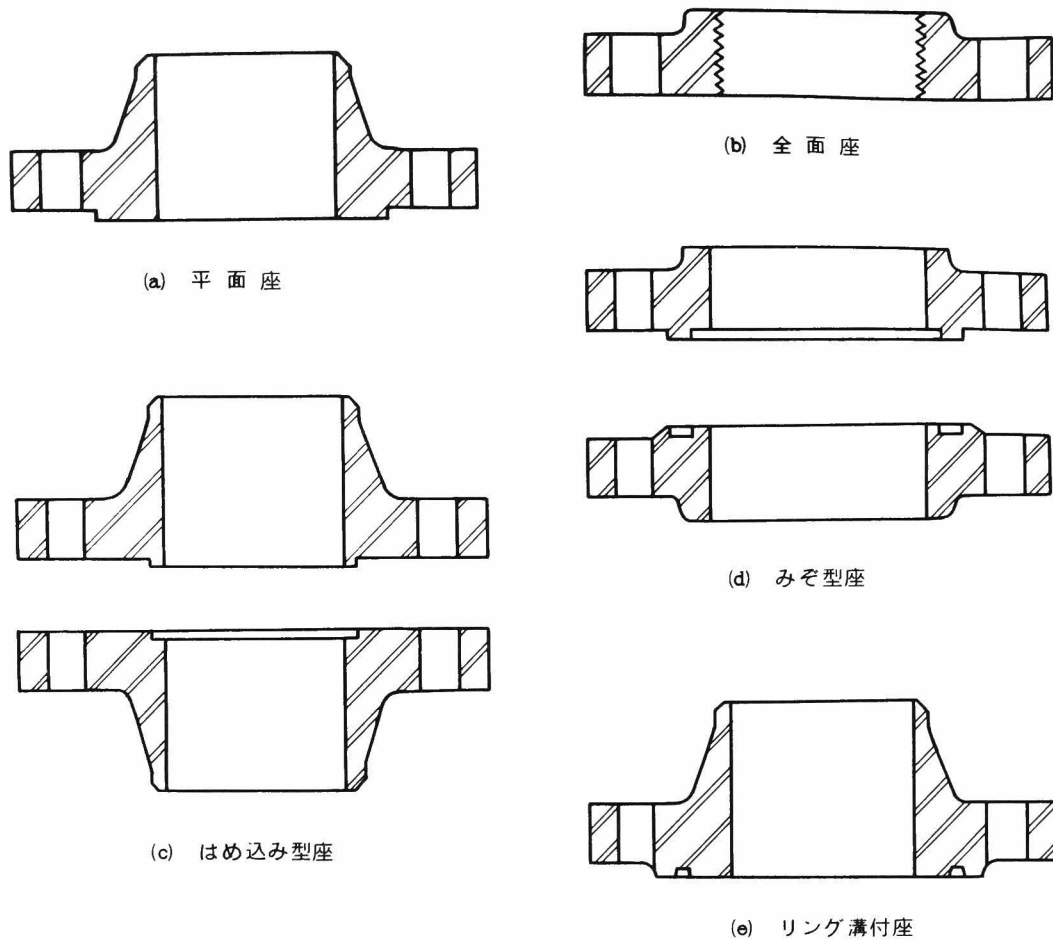


図 2. ガスケット座面の種類

遊動形フランジは鋼管に直接取り付けることなく用いられるもので、フランジだけが単独に曲げモーメントを受けるとみなされる。さし込み形フランジは比較的安価であることと、鋼管への取り付けが容易なことから多く採用されている。このフランジではリングと管との接続部に大きな曲げモーメントが生じることから、強度的に安全なフランジが必要とされる場合には次の一体形が用いられる。一体形フランジは鋼管との接続が突合せ溶接で、溶接箇所が少ないために工費的に安く品質的にも優れている。しかもテーパ付ハブを有しているために、フランジから鋼管への接続がなめらかであり、かつハブが補強の役目を果たしていることにより強度的に最も有利な構造となっている。したがって、この形のフランジは通常高温、高圧システムの苛酷な条件の箇所に用いられている。

フランジの応力計算式としては ASME⁽¹⁾、JIS⁽²⁾⁽³⁾、BS⁽⁴⁾⁽⁵⁾、DIN⁽⁶⁾などの規格がある。これらは多くの検討結果を経て制定されたものであるが、以下にその概要を示す。

(1) ASMEの応力計算式

ASMEの応力計算式は、平板の曲げ理論と円筒殻の曲げ理論とを組合せた Waters と Taylor⁽⁷⁾の方法を拡張して、Waters, Wesstrom, Rossheim 及び Williams⁽⁸⁾により示された方法に基づいている。フランジの構造は遊動形 (Loose type)、一体形 (Integral type)、任意形 (Optional type) に分けられ、それぞれの場合における応力計算式が導かれている。例えば一体形フランジについては、図 3 に示すようにフランジを 3 つに区分して、管部は円筒殻、ハブ部は漸変断面の円筒殻、リング部は円板に⁽¹⁴⁾⁽¹⁶⁾近似し、いずれも管軸に対して対称な変形をするとしてそれぞれの理論が適用されている。それらの要素の接続点における力、変位、角変位の連続条件を満足するように解が求められ、軸方向、円周方向、半径方向の各最大応力値が簡便な計算式で表わされている。また計算式中に用いられている係数は図面化され、計算に便利のように配慮されている。

解析に当たっては、

- (a) フランジには塑性変形は生じない。
- (b) 内圧を受けた状態における、ガスケット部から漏れが生じないために必要なボルト荷重は既知とする。
- (c) フランジのリング部に作用するモーメントは、リングの内、外径部における等価荷重とその腕の長さの積により置き換えられる。

とし、フランジ組立時及び内圧の作用する使用時の 2 つの応力状態について検討している。

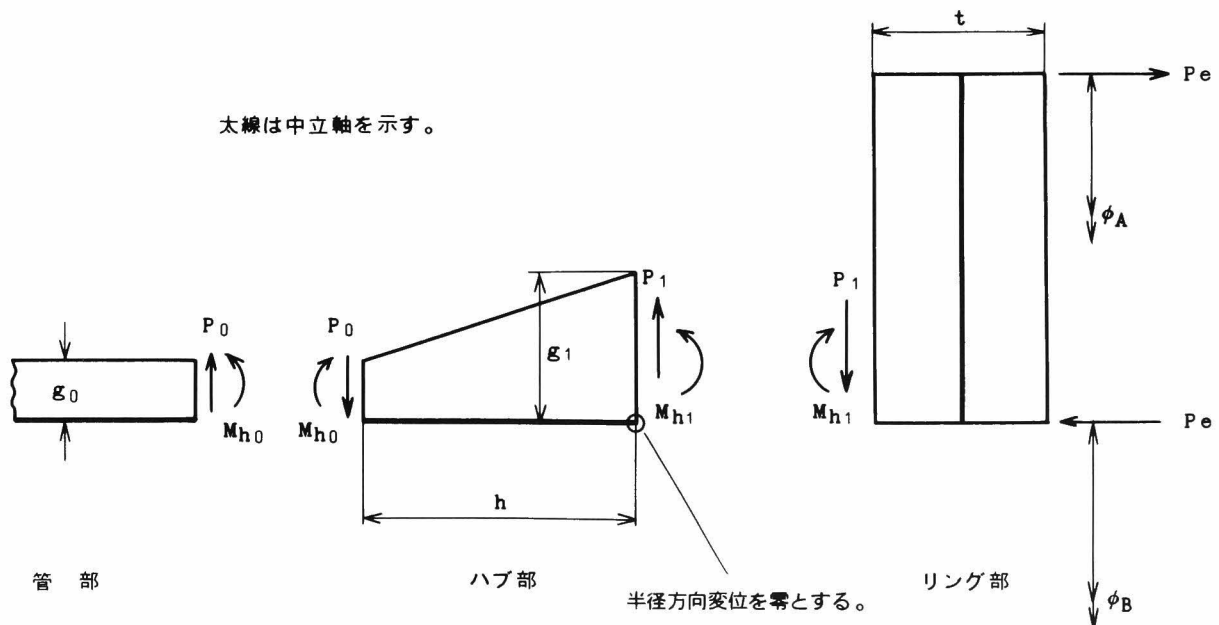


図 3. フランジ形状のモデル化

(2) J I S の応力計算式

J I S におけるフランジの応力計算式としては、J I S B 8 2 4 3 (圧力容器構造)⁽²⁾の中で付属書 2 として示されている式と、J I S ハンドブック機械要素の中で解説として示されている式⁽³⁾⁽²⁵⁾との 2 つがある。前者は主に圧力容器のフランジについて使用されているもので、A S M E の応力計算式と全く同じである。これに対して後者は管フランジの応力計算式として用いられ、J I S 管フランジの寸法規準の一部はこの計算式によって応力の算出を行って決定されている。したがって、以下では J I S の応力計算式⁽³⁾といえ、後者の応力計算式を意味するものとする。

J I S の計算式では、ハブ部はその平均厚さをもつ円筒殻と仮定されている。この円筒殻と円板とからなる構造について、Timoshenko^{(14),(15)}によって示された円環及び円筒殻の曲げ理論を用い、更に管端部での半径方向変位を考慮している。解析に当たっては、A S M E における (a)、(b) と同じ仮定を行い、応力状態としてもフランジ組立時及び使用時を想定している。ただし、フランジ形状としては一体形フランジのみを対象としている。

(3) B S 及び D I N の応力計算式

B S 規格においても、B S 1 5 0 0⁽⁴⁾及び B S 1 5 1 5⁽⁵⁾にそれぞれ異なった応力計算式が示されている。後者は A S M E の応力計算式と基本的に同じであるが、ボルト本数が発生応力に及ぼす影響を示すボルトピッチ修正係数が付け加えられている。一方、前者は Lake⁽²⁴⁾と Boyd によって得られた計算式であり、ハブ部は J I S と同様に、その平均厚さをもつ円筒殻に置き換えて、円筒殻と円板との結合体としての解析が行われている。ただし、A S M E 及び J I S ではフランジには塑性変形が生じないと仮定されていたのに対し、Lake らは、円管端部が降伏して塑性変形が生じている場合までを考慮して解析を行っている点が異なっている。このようにフランジの塑性変形を考慮した解析は Schwaiger⁽²²⁾らによっても行われ、D I N の応力計算式として採用されている。

フランジに発生する応力の実験的検討は、ひずみゲージによるものや、光弾性実験によるもの^{(9)~(13),(20)~(23)}が多く行われ、各種規格の応力計算式による結果と比較検討されているが、比較的小口径、低圧についてのものが多く、また実験精度上から、最大応力についての正確な評価を行うことが難しかった。⁽²¹⁾Marry と Stuart は現行での A S M E の計算手法は小口径、低圧力のフランジに対しては満足されるが、口径の大きいフランジにおける応力は過小評

価されていることを示した。これは A S M E では内圧 p による円筒殻の半径方向変位を無視しているためであり、Waters⁽¹²⁾らも既にこの点を指摘しているが、最終的にはそれを無視できるとしている。しかしながら、使用条件が高压かつ大口径になるにつれて内圧 p による荷重項の影響が顕著になり、直径 5 ft 以上のフランジに対しては、内圧 p の項を考慮すべきことが実験的、解析的に示された。また最近では、林⁽¹⁹⁾らが光弾性実験により高压フランジについての解析を行い、A S M E 及び J I S の応力計算式との比較検討を行っている。同論文の討論にも示されているように、フランジのハブとリングとの接続部⁽²³⁾には応力集中の発生がみられ、小玉はこの応力集中の影響を考慮すべきであることを記しているが、この点についての定量的評価はなされていない。また、一体形フランジにおけるハブ勾配の影響についても、A S M E 及び D I N の応力計算式では考慮できる形⁽¹⁹⁾になっているが、実験による詳細な検討は少ない。

フランジに作用する荷重状態については、全ての応力計算式において、ガスケット締付時と内圧の作用する使用時との 2 状態に分けて考えているが、Wesstrom⁽¹⁰⁾ と Berg はフランジにおけるボルト荷重、モーメント及び変形は内部流体圧力の大きさによって変化し、A S M E の想定している使用時の条件は、現実にはフランジ継手に生じる条件を示しているのではなく、フランジ使用時である特定の状態を表わしているにすぎないとしている。彼らは更に、内圧がボルト荷重、フランジに作用する曲げモーメント及び変形に及ぼす影響を求める解析手法を示すとともに、内部流体が漏れないために必要なボルト締付荷重の決定方法についても述べている。

フランジの応力解析に当たっては、A S M E 及び J I S では弾性解析を行っているのに対し、B S 1 5 0 0、D I N では塑性解析が行われている。後者は、実際のフランジには局部的に高い応力が発生するが、それが直ちに破損には結びつかないという実績に基づいたものであり、弾性解析により決定されたフランジ形状に比べて小さくすることができ経済的である。しかしながら、高压、大口径のフランジにおいては、フランジの破損よりも先ず内部流体の漏れが生じてフランジの機能が低下することから、フランジの強度よりもむしろ、全体の回転剛性を高める意味から、弾性解析によりフランジを設計すべきとの報告⁽¹⁰⁾⁽²¹⁾がなされている。フランジは、内部流体の漏れを防止するとともに、破損しないことが必要条件であることから、世界的には、今までのフランジの使用実績に基づいて、弾性解析による A S M E の応力計算式が信頼性のあるものとして最も多く用いられている。

一方、J I Sにおいては、A S M Eの式の他に、管フランジについてはJ I Sの式も同時に定められている。このことは同じJ I Sの製品でありながら、フランジの応力計算式が異なることにより2種のフランジが定まることとなり、その問題点が指摘されてきた。こうした背景から、1976年に工業技術院からの委託により、日本機械学会の主催で、⁽³⁶⁾「J I S管フランジ規格調査分科会」が開催され、応力解析の方法についての根本的な検討が行われた。

以上で述べてきたフランジの応力計算式は全て、ボルトの内側にのみガスケットを有している場合に適用されるものであった。内部流体の漏れを防止する目的からすれば、ガスケットをボルトの内側に装着して高面圧を与える方法が一般的であるが、鋳鉄や銅合金のように強度的に弱い材料を用いたフランジにおいては、ボルトの締付けにより生じる曲げモーメントを小さくするために、フランジ座面の全面にガスケットを当てる形状にしてフランジの破損を防いでいる。⁽²⁶⁾このようなガスケットは全面形ガスケットと呼ばれ、全面座フランジにのみ用いられる。この全面形ガスケットを用いた場合におけるフランジ⁽²⁷⁾の応力計算式は、BS 5 5 0 0及びD I N⁽⁶⁾に示されているのみで、A S M E及びJ I Sでは与えられていない。この応力計算式については、BS 5 5 0 0ではフランジを梁と仮定した解析が行われ、管との接続が全く考慮されていないという問題点が、上記分科会でも指摘された。また、D I Nにおいても、塑性を考慮した計算式が示されているが、実績に裏付けされたものではなく、その使用については注意すべきであることが規格中に明記されている。⁽²⁸⁾⁽²⁹⁾なお、金属面接触で締結されるフランジについて、Schneider はフランジプレートを梁に置き換えた近似解法に基づきフランジ各部の応力計算式を誘導しているが、全面形ガスケットを用いた場合の検討はなされていない。また、金属面接触におけるフランジ座面での接触状態やボルトの発生応力あるいは継手全体としての剛性⁽³⁰⁾⁽³¹⁾についての研究⁽³²⁾⁽³³⁾は行われているが、フランジに発生する応力についての十分な検討はなされていない。⁽³⁴⁾

2.2 フランジ座面よりの漏れに関する研究

管フランジ及び容器フランジにおける事故をみると、内部流体の漏れによって機能が停止⁽³⁵⁾することが多い。これにより、内部流体の流出、人命損傷、公害発生などの大きな災害につながる事となるため、フランジ設計においては、フランジ座面よりの漏れを防止することに注意を払わなければならない。漏れの防止方法としては一般に、フランジのガスケット座面にガスケットをはさんでこれをボルトにて締付ける方法がとられていることから、耐

漏れ設計においては、使用するガスケットの性質を知り、適正なボルト締付力を決定する必要がある。

ガスケットの種類は多種多様であるが、素材別には(1)ソフトガスケット、(2)セミメタリックガスケット、(3)メタルガスケットに分類される。⁽³⁷⁾⁽³⁸⁾ ソフトガスケットは非金属ガスケットとも呼ばれ、軟質であるためにフランジのガスケット座面になじみやすく、低い締付圧力においても漏れを防止できる利点がある。反面、材料強度が低いために高压ではガスケットの変形、破壊が生じることから、 50 kg/cm^2 程度以下で多く使用されている。また、素材の耐熱性の点から、 $500\sim 300^\circ\text{C}$ 程度以下で用いられる。素材としては、65～80%の石綿と10数%のゴム及び少量のゴム薬品を混合してロール掛けを行った石綿ジョイントシートが最も多く、その他、ゴム、紙、石綿布、合成樹脂などが用いられている。セミメタリックガスケットは非金属材料と金属材料との組合わせで作られたもので、うず巻形ガスケット、金属被覆ガスケットなどがある。うず巻形ガスケットは非金属材料と金属とを重ね合わせてうず巻状に固く巻込んで、巻始めと巻終りの金属帯をスポット溶接で固めたものである。金属被覆ガスケットは非金属材料を中芯材に用い、その外側を金属材で被覆したものである。これらは、非金属材料の弾性特性を生かすとともに、強度の低下を金属材料の使用により補っており、ソフトガスケットとメタルガスケットとの中間での温度、圧力領域に使用されている。メタルガスケットは高温、高压下（最高で千数百 $^\circ\text{C}$ 、数千気圧）で 사용할ことができ、軟鋼、ステンレス鋼、銅などの各種金属材料が素材として用いられる。種類としては、波形、平形、のこ歯形のほか、リング溝付座面に用いられるリングジョイントガスケット、中空Oリング、更に内・外圧力を利用した自己緊密形のレンズリング、デルタ形ガスケット、ブリッジマン形ガスケット、ダブルユーン形ガスケットなどがある。

漏れの形態には、図4に示すような(1)接面漏れ、(2)浸透漏れ、のほかに(3)破壊漏れ、腐食漏れ、などがある。内部流体が気体の場合の漏れ形態には、ガスケットとフランジ座面との接触面間隙を伝わって漏れる接面漏れと、ガスケットの内部を伝わって漏れる浸透漏れとが主である。接面漏れについては、

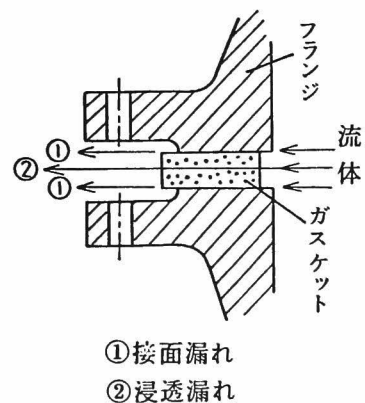


図4. 漏れの形態

(39)~(42)
築添らは金属仕上面間の接触機構の理論をもとにして漏れ機構を解析している。すなわち、金属仕上面の接触機構の理論から、押付荷重による接触面くい込み位置の計算式を導き、その値より接触面間平均すきまを求めて、そのすきまを有する平行平面間での放射状層流の理論式から、接触面よりの漏れ量を計算している。また浸透漏れについては、ヘリウムガス(43)の漏れ量と関係づけて定量的に取扱うことによって漏れ機構が究明され、すきまが小さい場合には分子流に近く、すきまが大きくなると粘性流になるとされている。その他、ガスケットとして石綿ジョイントシート、ゴム、ビニール、うず巻ガスケットなどを用いた場合における(44)~(48)気体圧力と漏れ量との関係が測定されているが、基本的には漏れを完全に防止することはできず、漏れ量を使用条件に応じた規定値以下とすることにより対処されているのが現状である。なお、腐食漏れ、破壊漏れについては、ガスケットの材質を選択することによって防止することが可能である。

一方、内部流体が液体の場合には、使用条件に応じたガスケット材質を選択することにより、浸透漏れ、腐食漏れ、破壊漏れを防ぐことができるようになってきたことから、接面漏れに重点をおいた検討が重要である。この点については古くより多くの研究が行われている(49)~(62)が、実験方法としては、フランジ間に装着したガスケットに圧縮応力を与え、その後徐々に内圧を増加させて漏れ開始圧力を測定する方法がとられ、漏れ開始時におけるガスケットの残留圧縮応力と内圧との比でもって耐漏れ性が評価されている。この評価指数をガスケット係数と呼び、A S M E、D I Nにその値が示されている。なお、J I S及びB Sにおけるガスケット係数はA S M Eの値がそのまま採用されている。

ガスケット係数 m に関する報告は多く、ゴム、石綿ジョイントシート、塩化ビニール、銅などのガスケットについて、 m に及ぼす種々の影響因子の検討が行われている。(51)~(63)初期ガスケット応力が高いほど m は低下するが、ある初期ガスケット応力以上では m は一定値をとることが示された。(53)~(59)(55)この応力をガスケット設計締付応力と呼び、この応力以上においてはガスケット圧縮応力と漏れ圧力とは比例関係にあるために、任意の内圧に対して漏れを防止するのに必要なガスケット圧縮応力が直ちに求められる。したがって、ガスケットにはあらかじめガスケット設計締付応力以上の応力を与えて、ガスケット表面をフランジ座面の形状になじませておく必要があり、これがガスケット組立時におけるボルト締付荷重の最小値を決定する。ガスケットの形状の影響については、ガスケットの幅の増大、ガスケット平均径の減少につれて m が低下することが示され、蟹瀬ら及び遠藤らにより、実験式が求められた。(44)(45)(52)~(63)(44)(45)(60)(61)

またガスケット厚さの影響については，A S M Eでは厚さが大きいほど m は低下するとして^{(56)(58)～(60)(63)} いるが，逆に厚さが大きいほど増加するか若しくは変化しないという報告もある。内部流体の影響については，遠藤らは水及びマシン油について比較実験を行い，粘性係数の大きいマシン油の場合にガスケット係数が低下するという結果を得ている。彼らは内部流体の漏れが，接面における微小間隙からの内部流体の粘性流により生じると考えて，ガスケット形状及び内部流体の種類を含んだ形でガスケット係数を表示している。その他，フランジ座面の表面あらさの影響については，石綿ジョイントシート及びうず巻型ガスケットについて⁽⁵⁷⁾⁽⁶³⁾ 検討され，明瞭な差異のみられないことが報告されている。更に，使用温度の影響については，石綿ジョイントシート及び銅ガスケットにおいて，温度の上昇とともにガスケット係数の低下がみられている。⁽⁵¹⁾⁽⁵³⁾⁽⁵⁴⁾⁽⁶²⁾

内部流体の漏れはガスケット面圧と密接な関係にあるが，実際のフランジにおいてはボルト締付力によりフランジ座面が回転変形を受けるために，ガスケット面圧は一様にはならない。⁽¹⁹⁾⁽⁵⁶⁾⁽⁶⁴⁾ このガスケット面圧の分布については，光弾性によるものあるいはガスケット中に鉛円柱を埋め込んで測定した結果のほか，板理論による解析が行われている。⁽⁶⁵⁾⁽⁶⁶⁾ ガスケット面圧はガスケット外径に向うにつれて大きくなり，ガスケット反力の中心も外径側に存在するが，その位置はフランジ及びガスケットの剛性によって変化する。このガスケット反力の中心及び接面への内部流体の浸透領域については，各規格においてそれぞれ一定の値に定められているが，この点についての根拠は明らかでなく，十分な検討がなされているとはいえない。また，ガスケット面圧はボルト本数によって変化し，ボルト本数が少ない場合には，ボルトの中間においてガスケット面圧が低下するために内部流体が漏れやすくなるが，この点については弾性床上の梁としての解析が行われ，⁽⁵³⁾ ボルト本数とガスケット面圧の関係が得られている。なお，ガスケットは一般にボルトの内側に装着されているが，フランジの強度面からボルトの締付けにより発生する曲げモーメントを小さくするために用いられる全面形ガスケットの場合，⁽³²⁾ あるいはガスケットを装着しない金属面接触を受ける場合の接触面圧⁽³⁰⁾⁽³¹⁾ 分布についても多くの検討がなされている。

3. 本研究の目的と概要

フランジは産業革命以来多くの配管、容器の継手部材として用いられ、その設計手法についても多くの検討がなされてきたが、現在では、ASME、JIS、BS、DINなどの規格において定められている。しかしながら、フランジの使用条件が規格制定時とは異なり、口径が大きく、高温高压下で使用されるようになってきたことから、このような苛酷な使用条件に対しても従来の設計手法が適用できるかどうかの疑問が生じ、多くの問題点が指摘されてきた。また設計手法が各種規格でそれぞれ少しずつ異なっていることから、どの設計手法が最も信頼性のあるものかについても明らかにする必要がある。設計手法としては、塑性解析に基づいたBS、DINでは、フランジの変形が大きくなり、内部流体の漏れにつながることもあるために、一般には用いられず、現在国際的にはASMEの応力計算式が多くの実績に基づき最も広く用いられている。一方、JISにおいてはASMEの式が基本として定められているが、管フランジに限りJISの式が別に定められており、配管設計においてどちらの式を採用するのがより好ましいかという問題がある。本研究はこのような背景のもとに、ボルト締めされた内圧を受けるフランジの強度及び漏れに関する問題を整理し、フランジの設計指針を得ることを目的とした。

フランジの設計において注意すべき点は、

- (1) フランジに発生する応力を正しく評価して、強度上の安全性を保証すること。
- (2) 使用条件に応じたガスケットを選択し、適正なガスケット締付力を決定することにより内部流体の漏れを防止すること。

の2点に要約される。そこで本研究では、第1編においてフランジの強度に関する研究を、第2編では漏れに対するガスケットの効果に関する研究をまとめた。

第1編では、第1章において、一体形フランジに発生する応力分布を明らかにした。フランジの発生応力を有限要素法を用いて解析を行うために必要な荷重条件及び境界条件を示し、軸対称問題及び非対称変形問題に対する解析手法を明らかにするとともに、その妥当性をひずみゲージを用いた実験結果により確認した。次に、代表的な高压用の一体形管フランジについて、ボルト締付時及び内圧作用時における応力分布を解析し、ASME及びJISの応力計算式による結果との比較検討を行い、規格の応力計算式を適用するに当たっての問題点を明らかにした。

第2章においては、フランジの形状がフランジ応力に及ぼす影響を検討し、規格の応力計算式では十分に考慮されていない、ハブ勾配及びハブ付根部の曲率半径の影響を明らかにした。

また、フランジはボルトにより締結されて円周方向での荷重分布が変化するために、ボルト本数が発生応力に及ぼす影響とともに、ボルト締付荷重のばらつきによる影響についても検討を行った。更に、使用ガスケットの種類によりフランジ応力が変化する様子を明らかにした。

第3章においては、フランジ設計のための強度設計公式を導いた。第1章及び第2章でのリングガスケットを用いた場合における検討結果より、フランジ発生応力はハブ付根部における子午線方向応力が最大となり、これがハブ勾配及びハブ付根部の曲率半径により変化することが明らかになった。一方、規格の応力計算式では子午線方向応力を直接に求めることができないことから、規格の応力計算式による軸方向応力に対する補正係数を導入し、最大子午線方向応力の計算式を導いた。更に、全面形ガスケットを用いた場合における発生応力の解析手法について検討し、従来の規格の応力計算式の問題点を明らかにするとともに、新たな応力計算式を導いた。

第2編では、第1章において、フランジ間に装着されたガスケット面圧分布を明らかにした。有限要素法を用いてガスケット面圧分布を解析する手法を示し、ボルト締付時及び内圧作用時におけるガスケット面圧分布を求めた。更に、面圧分布が、フランジ形状、締付ボルト本数及び使用ガスケットによりいかに変化するかを明らかにした。

第2章においては、ガスケットによる漏れ防止条件について、実験的並びに理論的検討を行った。ガスケットとしては一般に多く用いられている石綿ジョイントシートについて、ガスケット圧縮応力と漏れ開始圧力との関係からガスケット係数を求め、これが、フランジ座面の表面あらさ、内部流体の種類、及びガスケットの形状により変化する様子を明らかにした。更に、フランジとガスケットとの間のすきまと漏れとの関係についての検討を行った。

第 1 編

フ ラ ン ジ の 強 度 に 関 す る 研 究

第1章 フランジに発生する応力

1. 緒 言

フランジに発生する応力の計算式は、A S M E⁽¹⁾、J I S⁽³⁾、B S⁽⁵⁾、D I N⁽⁶⁾などの各種規格において定められているが、これらの各種応力計算式による結果の信頼性に関しては、従来よりひずみゲージあるいは光弾性を用いた応力解析による検討が行われてきている^{(9)~(13)(17)~(23)}。現在国際的にはA S M Eの応力計算式が最も信頼できる式として一般に広く用いられているが、我が国においてはJ I Sの式も多く用いられる。これら代表的なA S M E及びJ I Sの応力計算式による結果の検討は近年林らによって行われた⁽¹⁹⁾。すなわち、林らはJ I S製品規格として最高圧用の 100 kg/cm^2 鋼製管フランジ⁽⁶⁷⁾について光弾性による応力解析を行い、全般には両者の応力計算式による結果には大差がないことを示しているが、同様の検討を有限要素解析を用いて行い、最大発生応力の大きさ及びその発生位置について、定量的に明らかにすることが工業上重要と思われる。そこで、本章においては、軸対称問題及び非対称変形問題に対する有限要素法を適用して一体形管フランジに発生する応力分布を明らかにするとともに、解析結果の妥当性を確認するために実験を併せ行った。更にA S M E及びJ I Sの応力計算式による結果と比較検討して規格の応力計算式の適用上での問題点を明らかにした。

2. フランジの応力解析法

本節では、フランジの発生応力を有限要素法を用いて解析する手法について述べる。まず、フランジに作用する各種荷重を求める方法を示し、次に解析を行うに当たって用いた境界条件を明らかにする。ボルト本数が多く荷重条件が円周上で一様とみなせる場合には、近似的に軸対称問題としてフランジの応力解析を行うことができる。しかしながら、現実にはボルト本数は有限個であり、ボルトとボルトとの間での応力状態は変化すると考えられることから、ここでは新たに非対称変形問題として、締付ボルト本数を考慮した場合の解析手法をも明らかにした。

2.1 荷重及び境界条件の決定法

内圧が作用する使用状態においては、図1-1に示すような荷重がフランジに作用している。ボルト締付荷重 W は、フランジ接合面から内部流体が漏れないための条件から、その計算方法が各種規格において定められているが、基本的には式(1-1)にて与えられる。

$$W = H_D + H_T + H_G \quad (1-1)$$

ここで、 W : ボルト締付荷重 kg

H_D : 内圧 p による管軸方向の力 kg

H_T : ガasket座面に内圧 p が作用して
生じる力 kg

H_G : フランジ接合面からの漏れを防止す
るためにガasketに与えられた圧縮
力 kg

で、 H_D は式 (1-2) に示されるように内圧 p により
定まる力である。また H_G は G を中心に $2b$ の幅に内
圧 p の m 倍のガasket圧縮応力が作用するとして、式

(1-4) により計算される力であり、 $ASME$ 及び JIS においてはともにこの式が用い
られる。次に H_T はやはり内圧 p により計算される力であるが、規格によって異なってお
り、式 (1-3) にて示される。

$$H_D = \frac{p}{100} \frac{\pi}{4} B^2 \quad (1-2)$$

$$H_T = \begin{cases} \frac{p}{100} \frac{\pi}{4} (d_3^2 - B^2) & (JIS) \\ \frac{p}{100} \frac{\pi}{4} (G^2 - B^2) & (ASME) \end{cases} \quad (1-3)$$

$$H_G = \frac{p}{100} 2\pi b G m \quad (1-4)$$

これらの式において

p : 内圧 kg/cm^2

B : 管の内径 mm

d_3 : ガasket接合面への内部流体のしみ込み領域の外径 mm

JIS では次式で計算される。 $d_3 = d_{gi} + 2N/3$ mm

d_{gi} : ガasketの内径 mm

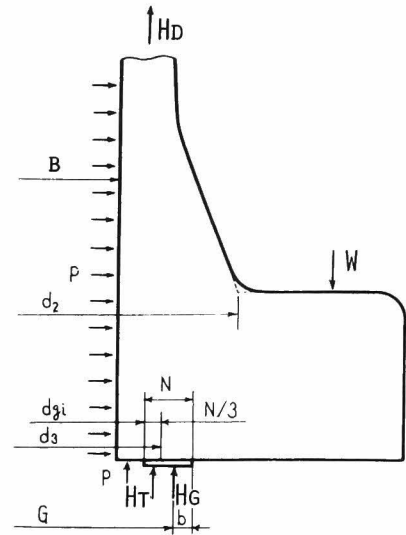


図 1-1. 荷重条件

N : ガasket幅 mm

G : ガasket圧縮力 Π_G を集中荷重と考えた場合の作用円の直径 mm

$$G = d g_i + 2(N - b) \quad \text{mm}$$

b : ガasketの有効幅 mm

$$b = \begin{cases} b_o & (b_o \leq 6.35 \text{ mm}) \\ 2.52 \sqrt{b_o} & (b_o > 6.35 \text{ mm}) \end{cases}$$

b_o : ガasketの基本幅 mm

これはガasket接触面の形状により定まる値で、図 1-1 の場合には

$b_o = N/2$ で与えられる。

m : ガasket係数 $m = \bar{\sigma}_g / \bar{p}$

$\bar{\sigma}_g$: 内部流体が漏れ始めたときのガasketの平均圧縮応力 kg/cm²

\bar{p} : 内部流体が漏れ始めたときの内部流体圧力 kg/cm²

式 (1-3) より知られるごとく、ガasket接合面へ内部流体がしみ込むことによって内圧の作用する領域については、ASMEとJISとでは異なっているが、この点についての詳細な検討は第2編第1章にて述べる。

式 (1-1) にて求められるボルト締付荷重Wは、ボルト本数が十分に多い場合にはほぼ円周方向に等分布する軸対称荷重とみなすことができる。またフランジ形状も、ボルト穴を除けば軸対称であることから、ここでは近似的に、フランジをボルト穴のない軸対称形とし、ボルト締付荷重もボルト中心円径上に一様に分布する荷重とみなし、軸対称の有限要素法を用いて解析を行うこととした。このような形状及び荷重条件についての近似は、各種規格の応力計算式を導く場合にもなされていることから、応力計算式による計算結果との比較検討を行う上でも適切と思われる。なお、ボルト本数及びボルトの大きさを考慮に入れた、実際により近い条件での解析法並びに解析結果については、2.2節及び4.3節にて述べることとする。

フランジにはあらかじめボルトにより所定の締付荷重が与えられ、その後で内圧が作用することから、以下の2つの場合を考える必要がある。

- (1) ボルト締付荷重のみが作用している場合 (フランジの組立状態)
- (2) フランジがボルトにより締結され、かつ内圧が作用している場合
(実際の配管系での使用状態)

ここで(2)での内圧が作用する場合の荷重条件及び境界条件において，特に考慮しなければならない点は，フランジとガスケットとの接合面に内部流体が浸透して，ガスケットの有効接触領域が減少することである。この内部流体の浸透領域を求めるために，接合面におけるフランジ及びガスケットの要素には，それぞれ別の節点を設けて接触問題として解析を行った。すなわち，ガスケット接合面における面圧が内圧 p 以上の領域においては，フランジとガスケットとは密着しているが，その他の領域には内部流体が浸透し，内圧 p がフランジ座面及びガスケット表面に作用すると考えた。

計算に用いた要素分割及び境界条件の一例を図 1－2 に示したが，要素としては一定ひずみ三角形リング要素を用いた。応力解析に当たっては，外力としてボルト締付荷重 W ，内圧による管軸方向の力 H_D ，及びフランジ内面に作用する内圧 p を与え，内部流体の浸透領域は上記手法を用いて，浸透領域に隣接した接合面での面圧が，内圧 p 以上となるまで繰り返し計算を行うことにより決定した。なお，支持条件としては，2つのフランジがガスケットを介して結合されていることから，ガスケットの厚さの中央面についての対称性を利用して，その面においてガスケットの軸方向変位は拘束されるが，半径方向変位は自由とすることにより解析を行った。

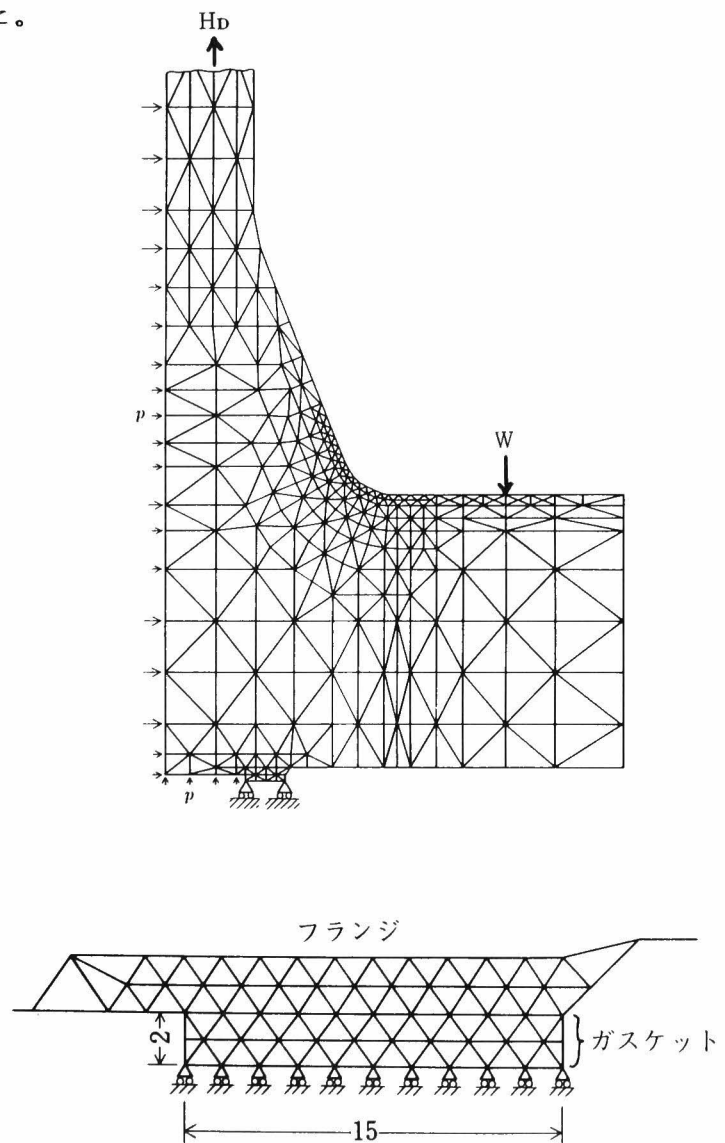


図 1－2. 要素分割と境界条件

2.2 ボルト本数を考慮した解析法

2.1 節においては，ボルト締付荷重 W を円周上で一様に分布する軸対称荷重と考えたが，実際のフランジにおいては有限個のボルトにより締付荷重が与えられ，ボルト本数が少ない場合には必ずしも軸対称荷重とみなすことができないことから，ここでは締付ボルトの本数を考慮して，荷重が円周方向で不均一に分布する場合における応力解析法について述べることにする。

任意のボルト本数で締結された場合の解は，1本のボルトにより締結された場合に得られた解を用いて，重ね合わせの原理を適用することにより求めることができる。1本のボルトにより締結される場合の解については，フランジはこれまでと同じく軸対称形と仮定するが，ボルト中心円径上でのボルト締付荷重を円周方向でのフーリエ級数に展開してその各項に対する解を求め，それらの解の総和を計算することにより求めた。⁽⁶⁸⁾ すなわち，1本のボルトによる締付荷重を，求める解の収束性を考慮して，その分布 q を図 1-3 に示すように，半径方向ではボルトの中心に，円周方向では微小中心角 2ϕ の幅に \cos 分布する荷重と仮定した。この仮定により，分布荷重 q は，最大値 q_c と中心角度 θ の関数として式 (1-5) により表わすことができる。

$$q = \begin{cases} q_c \cos(\pi\theta/2\phi) & (-\phi \leq \theta \leq \phi) \\ 0 & (\theta < -\phi, \theta > \phi) \end{cases} \quad (1-5)$$

したがって，1本のボルトによる締付荷重を q_B とすれば，

$$q_B = \int_{-\phi}^{\phi} q R d\theta \quad (1-6)$$

となり，式 (1-5) を式 (1-6) に代入して積分すると

$$q_c = \frac{\pi}{4\phi R} q_B \quad (1-7)$$

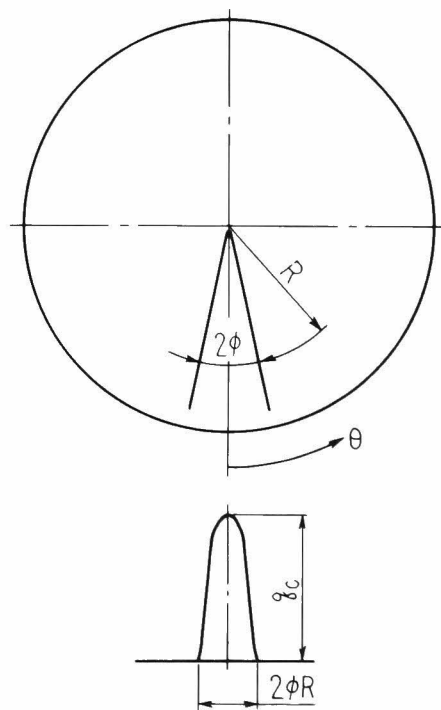


図 1-3. 1本のボルトによる
締付力分布

を得る。したがって式 (1 - 5) は

$$q = \begin{cases} \frac{\pi}{4\phi R} q_B \cdot \cos\left(\frac{\pi\theta}{2\phi}\right) & (-\phi \leq \theta \leq \phi) \\ 0 & (\theta < -\phi, \theta > \phi) \end{cases} \quad (1-8)$$

となり，式 (1 - 8) を $-\phi$ から $+\phi$ までの領域においてフーリエ級数に展開することにより式 (1 - 9) を得る。

$$q = \sum_{k=0}^{\infty} q_k \cos k\theta \quad (1-9)$$

ただし，

$$q_0 = \frac{q_B}{2\pi R}$$

$$q_k = \frac{\pi q_B}{4\phi^2 R} \left\{ \left(\frac{\pi}{2\phi} \right)^2 - k^2 \right\} \cos k\phi \quad (k=1, 2, \dots)$$

このように式 (1 - 9) で示された荷重分布を受ける場合の解として，1本のボルトにより締結された場合の解が得られることになる。

次に， n 本のボルトを締結することにより生ずる，中心角度 θ の断面における応力値 $\bar{\varphi}(\theta, n)$ を求める方法について述べる。1本のボルトにより締結された場合の円周方向におけるフランジの応力値は，中心角度 θ によって変化するが，この中心角度 θ の断面において得られる応力値を $\varphi(\theta)$ として表示する。 n 本の締結ボルト相互間の中心角 α は式 (1 - 10) で与えられるが，ボルト締付位置が円周方向に中心角 α の等間隔でずれた場合に，中心角度 θ の断面に発生する応力値はそれぞれ $\varphi(\theta - \alpha)$ ， $\varphi(\theta - 2\alpha)$ ，……となる。これらの応力値をボルト本数分について順次重ね合わせることにより， $\bar{\varphi}(\theta, n)$ は式 (1 - 11) にて求められる。

$$\alpha = \frac{2\pi}{n} \quad (1-10)$$

$$\bar{\varphi}(\theta, n) = \varphi(\theta) + \varphi(\theta - \alpha) + \varphi(\theta - 2\alpha) + \dots + \varphi\{\theta - (n-1)\alpha\} \quad (1-11)$$

3. 実験結果との対比

有限要素法による解析手法及び結果の信頼性を確認するために、図 1-4 に示したフランジを用いて、所要ボルト締付荷重 $W = 234.7 \text{ ton}$ を作用させた場合にフランジに発生する応力をひずみゲージを用いて測定し、解析結果と比較検討した。

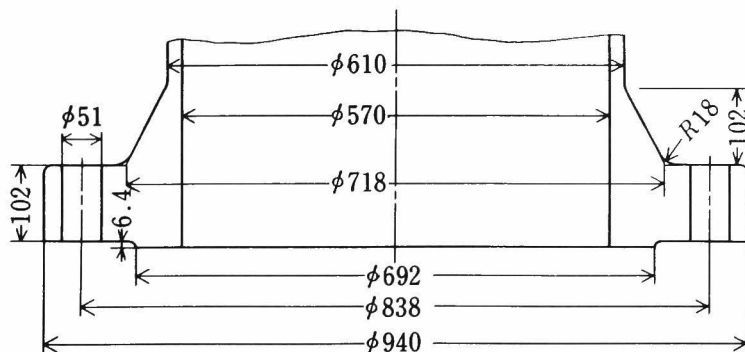


図 1-4. 応力測定に用いたフランジ形状

なお図 1-4 におけるフランジは、日本石油学会規格で定められた石油工業用鍛鋼製フランジで、内圧 600 psi 、呼び径 24 B のものである。

実験においてひずみゲージを貼付した位置は図 1-5 に示すように、

- (1) ボルトの中心を通る断面 A-A
- (2) ボルト間の中央を通る断面 B-B

の外表面とし、計 5 断面について測定を行った。使用したゲージは、ハブ部及び管部においてはゲージ長 2 mm の 2 軸ゲージとしたが、応力集中の生じるハブ部とリング部及びハブ部と管部との接合部においては、ゲージ長 1 mm の 5 枚連続ゲージを円周方向及び子午線方向にそれぞれ貼付した。

ボルト締付荷重については、総数 24 本のボルトのうち、フランジの応力測定部近傍での 8 本には、軸部の中央に円周方向で 90° ごとにゲージ長 5 mm の 1 軸ゲージを貼付して、発生している軸荷重を正確に測定した。また残りの 16 本のボルトについては、上記 8 本のボルトにおける締付トルクと同一のトルクにて慎重に締付けた。このような締付作業を 3～4 回行うことにより全ボルトにほぼ同じ軸力を発生させ、均一な締付状態を得ることができた。なお、ボルト及びナットのねじ部及び座面には二硫化モリブデンを塗布することにより、摩擦係数が低くかつ一定になるようにした。

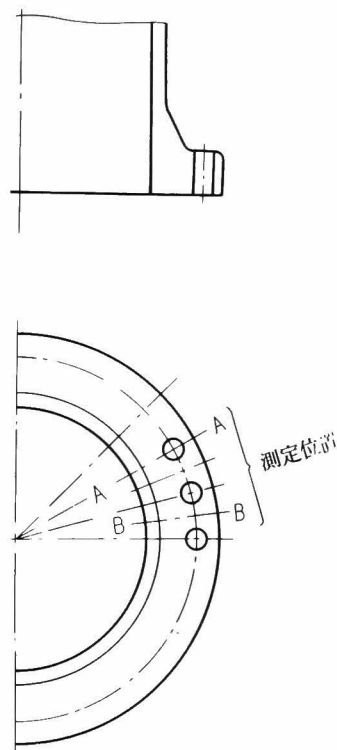


図 1-5. 応力測定位置

24本のボルトを全て締結した場合の応力測定結果によれば、断面B-Bの応力値は断面A-Aの応力値に比べて約7%低いだけでその差異は小さかった。これはボルト本数が多くて、ボルト間ピッチがフランジ厚さに比較して相対的に小さいことから、円周方向ではほぼ一様な応力状態が得られていることを示している。そこで断面A-Aと断面B-Bにおける平均値について、ボルト締付荷重Wを軸対称とした場合の計算結果との比較を行い、これを

図1-6に示した。子午線方向応力 σ_m

及び円周方向応力 σ_t について、フランジ外面における計算値を実線で、内面における計算値を破線で示すとともに、外面での測定値を●印で併記した。なお×印は計算で求められたフランジ外面での最大応力の発生位置を示し、応力値を()内に記した。なお、解析において用いた三角形要素の大きさは、応力集中の生じるハブ付根部においては小さくし、最小辺の長さは

2mmとした。

解析においては、フランジにおけるボルト穴の存在を無視して一体の軸対称形と仮定し、かつボルト締付荷重も、ボルトの中心を通る円周上に均一に作用する荷重としている。このような仮定と実際の状態との相違のために、ハブ部とリング部との接続部における最大応力の発生位置については、ボルト頭部の影響により測定値のほうがわずかにハブに近い位置となっているものの、全体的にみた場合には、計算値と非常によく一致を示しているといえる。

次にボルト本数を減少させて12本及び6本とした場合についてボルト本数の影響を検討した。すなわち、ボルトを1本おき及び3本おきに締結した条件下で、フランジに発生する応力を測定した。図1-6においてフランジの最大応力は、ハブ部とリング部との接続部における子午線方向応力 σ_m となっていることから、この応力値が円周方向で変化する様子を求め、これを図1-7に示した。なお、同図中の応力値は、各ボルト荷重の総和がボルト締付荷重 $W = 234.7 \text{ ton}$ となる場合の値として示されている。全ボルト締付荷重を一定に保った状態でボルト本数を減少すると、1本当りのボルト荷重が増大することになるため、ボルトの存在する断面における応力値が最も大きくなっていることがわかる。また図1-7中には

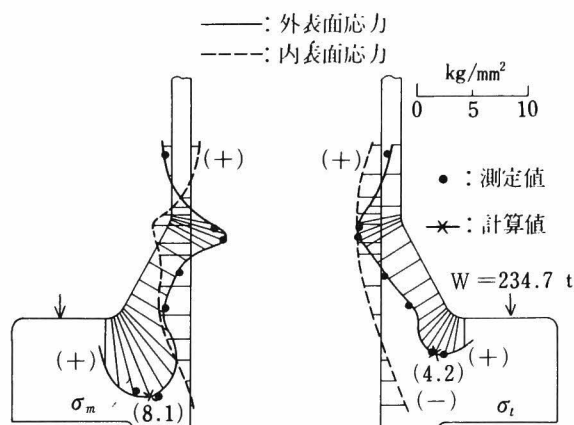


図1-6. 応力測定結果

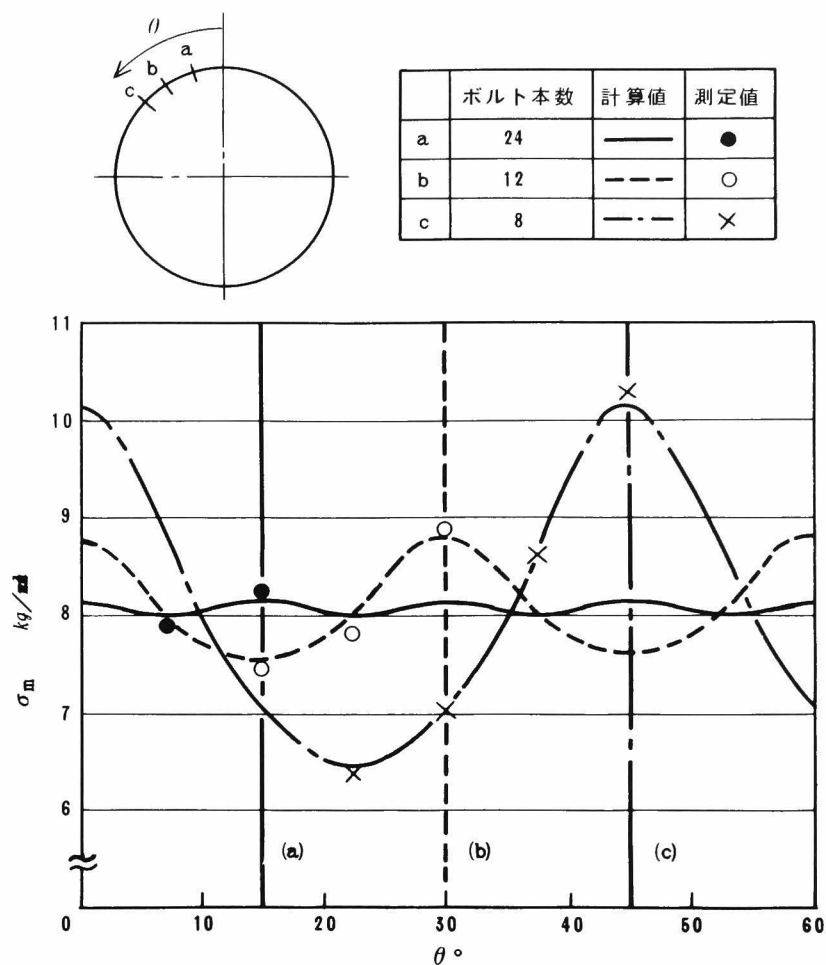


図 1-7. ボルト本数と円周方向での応力分布

2.2節のボルト本数を考慮した解析手法によって得られた結果を併記したが、測定値とは非常によい一致を示していることがわかる。なお、解析においては、まず1本のボルト締付荷重分布 q の作用する領域 2ϕ を 0.01 rad とほぼ集中荷重とみなせる程度の小さい値に設定した。これより最大応力の発生するハブ部とリング部との接続部における応力値とフーリエ級数の項数 n との関係は図 1-8 のようになり、比較的少ない項数である $n = 20$ において応力値が収束した。このようにして得られたハブ部とリング部との接続部における円周方向での応力分布は図 1-9 のようになる。1本のボルトによる荷重はボルト頭部を介してフランジに与えられるが、ボルト中心円径でのボルト頭部の中心角 $2\phi'$ はこのフランジでは 0.179 rad となっている。したがって、ここでは $2\phi'$ の間にボルト荷重が等分布するとして、図 1-9 での応力分布を用いてこれを積分することにより、ボルトの大きさを考慮した場合の

円周方向での応力分布を求めこれを図 1-10 に示した。これにより 1 本のボルトによる応力分布 $\varphi(\theta)$ が明らかになり、 $\varphi(\theta)$ を重ね合わせることで任意のボルト本数における中心角度 θ の断面での応力分布を求めることができた。

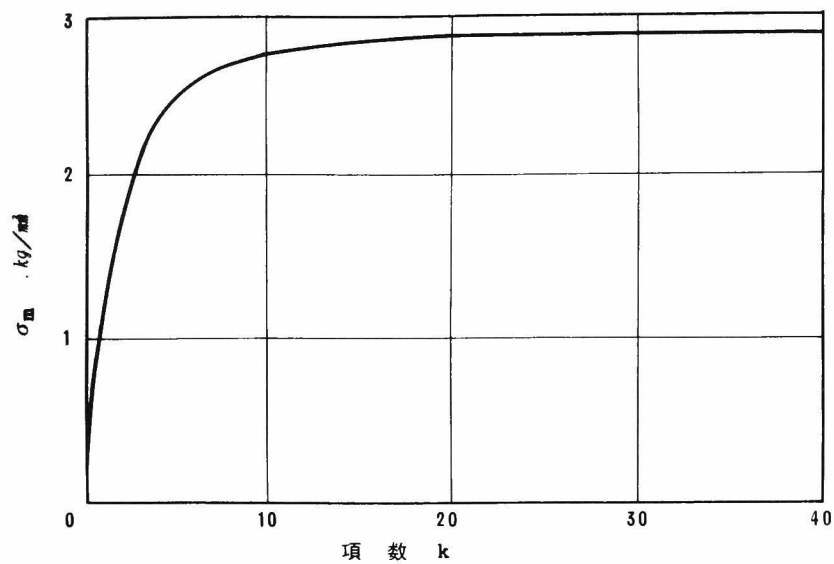


図 1-8. 応力値の収束性

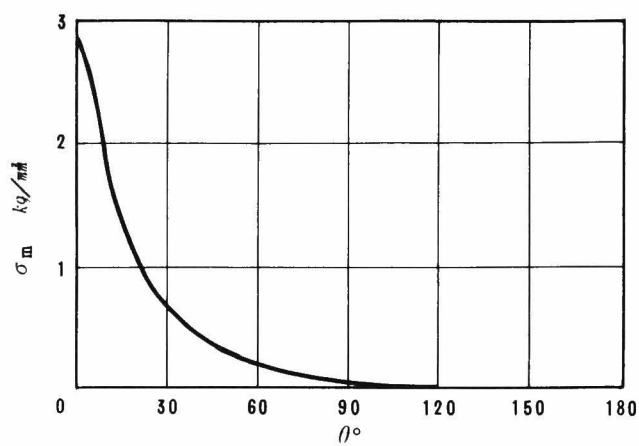


図 1-9. 1 本のボルトによる円周方向
応力分布 ($2\phi = 0.01 \text{ rad}$)

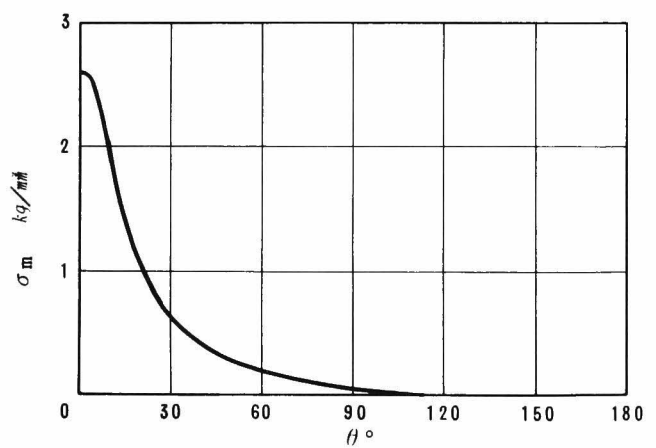


図 1-10. 1 本のボルトによる円周方向
応力分布 (ボルト頭部の大
きさを考慮)

4. フランジの応力分布

本節においては現行の J I S 製品規格で定められているフランジの中で、最高圧用のフランジについて、荷重条件としてはボルト締付時のみならず、内圧作用時についても解析を行い、発生する応力分布を明らかにした。検討の対象としたフランジは J I S に定められた 1 0 0 kg/cm^2 用の最大口径 3 0 0 mm の一体形フランジで、その詳細は「1 0 0 kg/cm^2 鋼製管フランジの基本寸法，日本工業規格（案）⁽⁶⁷⁾」に示されている。

図 1－1 1 及び表 1－1 には上記フランジの各部寸法を示した。またガスケットとしては、フランジの使用条件より表 1－2 に示した軟鋼製平形金属ガスケットを用いることとした。なお、上記規格でのフランジ形状は、本ガスケットを使用するという条件のもとで決定されたものである。

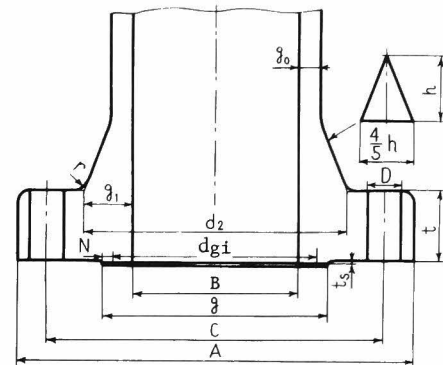


図 1－1 1. フランジ形状

表 1－1. フランジ各部の寸法

呼　　び　　径			3 0 0
管　　内　　径	mm	B	2 5 1.9
管　　　　　　厚	mm	g 0	3 3.3
ハブ付根部厚さ	mm	g 1	7 5
ハブ付根部直径	mm	d 2	4 0 2
フランジの外径	mm	A	6 0 5
フランジの厚さ	mm	t	1 0 6
座　面　の　高　さ	mm	t s	3
座　面　の　外　径	mm	g	3 4 5
曲　率　半　径	mm	r	2 0
ボルト中心円径	mm	C	5 1 5
ボ　ル　ト　本　数	本	n	1 6
ボ　ル　ト　穴　径	mm	D	5 2
ボ　ル　ト　の　呼　び			M4 8

表 1－2. ガスケットの寸法

呼 び 径		300
材 質 ， 形 式		軟鋼製平形金属ガスケット
ガスケットの幅 <i>mm</i>	N	15
ガスケットの内径 <i>mm</i>	dgi	315
ガスケット有効幅 <i>mm</i>	b	6.9
ガスケット係数	m	5.5

4.1 ボルト締付時の応力分布

フランジはその使用に当たっては、まずボルトにより締結され所定の締付荷重が与えられる。式(1-1)を用いて、内圧が作用する場合に必要なボルト締付荷重 W を求めると161.9tonとなり、この荷重のみが作用した場合でのフランジ各部の応力分布を有限要素法により解析した結果は図1-12のようになる。同図では、子午線方向応力 σ_m と円周方向応力 σ_t のそれぞれについて、フランジ外表面応力が実線により、内表面応力が破線により示されている。

σ_m はハブ部とリング部との接続部の外表面において著しく大きくなり、当処にかなり大きな応力集中を生じていることがわかる。他方、ハブ部と管部との接続部においては低くなっており、管部においては零に近づいているが、これはボルト荷重による曲げモーメントが減衰するためである。なお、ハブ部及びリング部の内面においては、ボルト締付荷重による曲げモーメントにより、外面とは逆に圧縮応力となっていることがわかる。また、円周方向応力 σ_t については、ハブ部とリング部との接続部外面において σ_m の場合と同様に応力の集中がみられる。

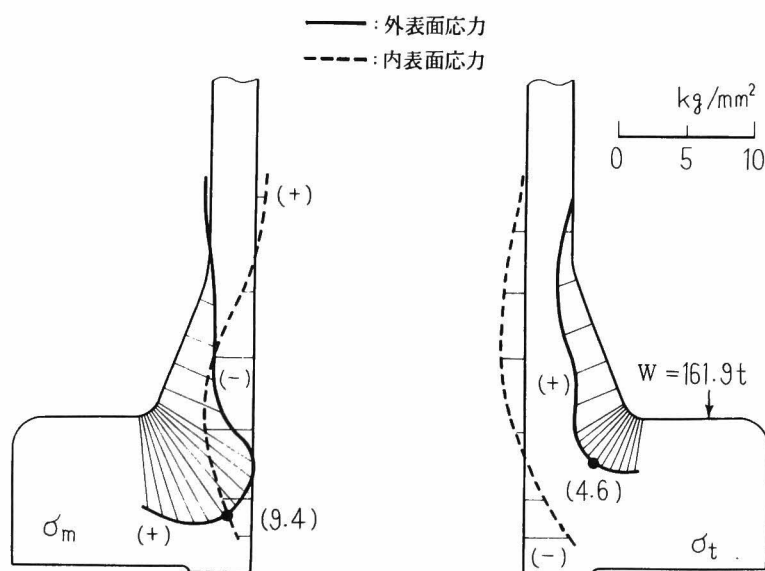


図 1-12. フランジの応力分布

(ボルト締付時)

4.2 内圧が作用するときの応力分布

フランジの使用状態を想定して、式(1-1)により得られるボルト締付荷重 $W = 161.9 \text{ t}$ のほかに、内圧 $p = 100 \text{ kg/cm}^2$ も作用したときのフランジ各部の応力分布を求めた。

図1-13はフランジの内、外表面における σ_m 及び σ_t の分布を図示したものであるが、同図をボルト締付荷重のみが作用する場合における図1-12の応力分布と比較すると次のことがわかる。すなわち、管部においては、内圧 p 及び管軸方向の力 H_D の影響により σ_m 及び σ_t が発生しているが、ハブ部とリング部との接続部においては、 p 、 H_D の影響はほとんどみられず、応力分布もよく似ている。特に σ_m については最大応力の発生位置が若干ハブ

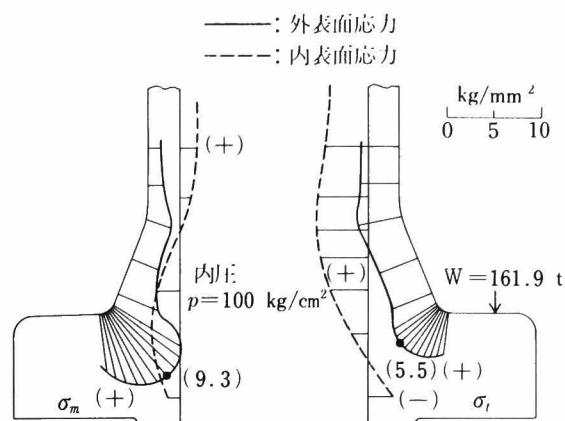


図1-13. フランジの応力分布
(内圧作用時)

側へ移行するが、その応力値はほぼ等しくなっている。以上の結果より、フランジ発生応力に及ぼす内圧の影響は小さく、ボルト締付荷重の影響が支配的であることがわかる。特に強度検討上で重要な子午線方向応力 σ_m についてはほとんど差異がなく、締付荷重に対してほぼ一義的に変化するとみなしてよいと考えられる。

4.3 ボルトの大きさを考慮した場合の応力分布

上記での検討はボルト締付荷重をボルト中心円径上に作用する軸対称荷重として行った(条件Ⅰ)。この条件による計算値は3節にて示されたように測定値とよく一致していたが、実際にはボルト頭部あるいはナットを介してボルト軸力が加えられていることから、ここではボルトの大きさを考慮した場合に発生する応力分布について比較検討を行った。

1本のボルト締結部のみを検討する場合には、Gould⁽³⁰⁾ らや Thompson⁽³¹⁾ らのように軸対称問題として、ボルト穴及びボルト頭部を考慮した解析を行うことができる。ところが配管フランジのように、それぞれのボルトを考慮すれば3次元問題となり解析が難しくなる。そこでここでは近似的に図1-14に示すように、ボルト締付荷重をボルト頭部対辺寸法の幅を有したリング上に作用する等分布荷重として、軸対称問題に置き換えて解析を行った(条件Ⅱ)。なお、このような仮定は、ボルト本数が多くてその影響が現われないような

場合にはほぼ成立すると考えてよいであろう。この条件Ⅱのもとでの解析結果は、条件Ⅰの場合と全体の応力分布においてはほとんど差異がなく、ハブ付根部での最大子午線方向応力が表1-3に示すように若干増大していることがわかった。

これまではフランジをボルト穴のない一体物とみなしてきたが、実際のフランジではボルト穴があるために、フランジの剛性が低下することを考慮しなければならない。この場合の解も厳密には3次元問題となるが、ここではボルト穴部のヤング率を式(1-12)のように面積比に比例して低下させることにより、フランジの剛性低下を考慮することにした(条件Ⅲ)。なお、ボルト締付荷重については条件Ⅱと同じく等分布荷重として解析した。

ボルト穴部のヤング率 E'

$$= \left(1 - \frac{\text{ボルト穴の総断面積}}{\text{ボルト穴径の幅を有するリングの断面積}} \right) \times (\text{フランジのヤング率 } E) \quad (1-12)$$

以上の手法により得られたハブ付根部での最大子午線方向応力を同じく表1-3に示した。同表より、最大子午線方向応力は条件Ⅰの場合の応力値が最も小さく、ついで条件Ⅱ、条件Ⅲの順に大きくなっていることがわかる。ここで条件Ⅲの場合が実際のフランジの応力状態に近いものと考えられるが、この場合についても条件Ⅰでの

応力値との差異は6%程度であり、解析条件によるフランジ発生応力の差異は実用上では小さいとみなすことができる。以上のことから、条件Ⅰのように、規格の応力計算式による結果との比較検討という目的から、ボルト締付荷重をボルト中心円径上に作用する軸対称荷重とし、フランジ形状もボルト穴のない軸対称形とした解析条件を用いてフランジの発生応力を求めても、実用上は十分正確に応力を評価できていることが明らかになった。

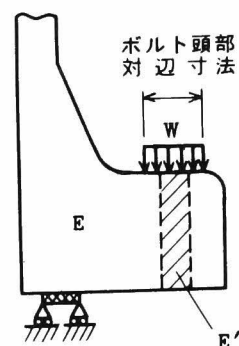


図1-14. ボルト荷重とボルト穴のモデル化

表1-3. 解析条件と発生応力

解析条件	最大子午線方向応力 σ_m kg/mm^2
i	9.3
ii	9.6
iii	9.9

5. 規格の応力計算式による結果との比較

J I Sで定められた内圧 100 kg/cm^2 用の呼び径 300 のフランジにおいて、ボルト締付荷重 W 及び内圧 p が作用したときに発生する最大応力について、有限要素法 (FEM) による値と、J I S及びA S M Eの応力計算式による値とを比較検討し、その結果を表 1-4 に示した。なお、A S M E及びJ I Sの応力計算式における発生応力の評価位置は図 1-15 でのハブ部とリング部との接続部における外面の A 点及び内面の B 点であり、表 1-4 中には各応力成分の評価位置とそこでの応力値とを結びつけて示した。

表 1-4. FEM 及び規格計算式による

点 A, B における応力

kg/mm^2

	FEM	J I S	A S M E
σ_r	A 6.6	A 4.6	
	B -1.0		B 6.2
σ_z	A 6.3	A 6.5	A 5.9
σ_t	A 5.5		
	B 3.1	B 3.6	B 4.3
σ_m	A 9.3		

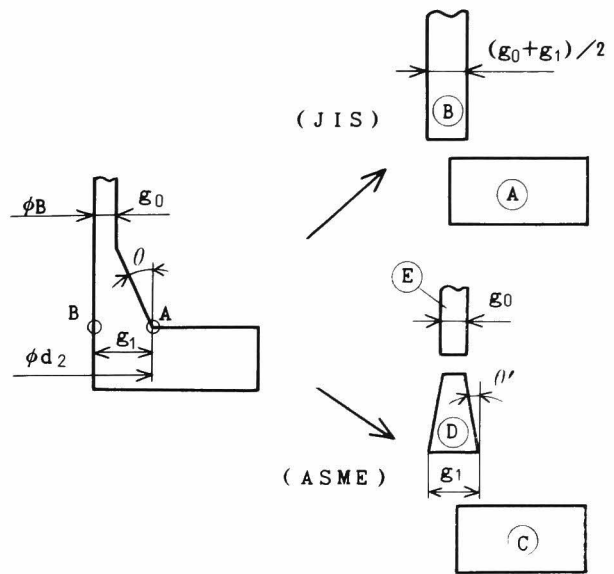


図 1-15. フランジ形状のモデル化

表 1-4 における応力成分 $\sigma_r, \sigma_z, \sigma_t$ の値だけについてみれば、J I S及びA S M Eの応力計算式による結果は、有限要素法による結果とかなりよい一致を示しているといえる。ところで、A S M Eにおける σ_r と σ_t 及び J I Sにおける σ_t は、フランジ形状をモデル化した図 1-15 において、円板(A)及び(C)の内径部での応力値として求められていることから、それらの発生位置はハブ付根部における内面での B 点と解釈した。したがって、表 1-4 に示されたように、これらの応力値をその発生位置とも合わせて比較すると、有限要素法による応力値と規格の応力計算式による応力値とは必ずしも一致しているとはいえない。特に σ_r の B 点における応力値については大きく異なっているが、これは A S M Eでは円板(C)の曲げによる応力の発生位置を上記のごとく B 点としているのに対し、有限要素法では内圧 p がフランジ内面に垂直に作用していることから、B 点における σ_r が $-p$ に等しく -1.0 kg/mm^2 となる

ためである。

ここでフランジの強度検討上必要な応力成分は円周方向応力 σ_t と、有限要素法により得られた子午線方向応力 σ_m の 2 成分であるが、ここではハブ付根部外面の A 点での形状を考慮して得られた σ_m が最大となっている。 σ_m は表 1－4 より明らかなように、規格の応力計算式による最大応力値の約 1.5 倍の値を示し、単に規格による $\sigma_r, \sigma_z, \sigma_t$ についてフランジの強度を検討するだけでは不十分であることがわかる。特に寒冷地で使用されて脆性破壊が問題になるとき、あるいは繰返し荷重が作用して疲労が問題になるときなどには、正確な応力値を知る必要が生じてくる。フランジの設計においては、十分な安全率をとって許容応力が定められていることから、実際の最大発生応力が規格の応力計算式による最大値よりも幾分大きくても直ちに破損などの問題が生じる危険性は少ないが、上記のような使用条件のもとにおいては、実際に発生する応力を正しく評価して、これに基づいた十分な検討を行うことが必要である。

6. 結 言

一体形管フランジについて有限要素法を用いて詳細な応力分布を求めるとともに、JIS 及び ASME で定められた応力計算式による結果と比較検討した。得られた結果をまとめると次のようになる。

- (1) ボルト本数が多い場合には、フランジ形状及びボルト締付荷重を軸対称として有限要素法により求めたフランジ各部の発生応力は、測定結果とよく一致した。このことより、フランジの発生応力を求めるに当たっては、軸対称問題と仮定して解析を行っても、十分正確に応力値を評価できることがわかった。
- (2) ボルトを用いた実際の締付状態におけるフランジの発生応力を明らかにするために、締付ボルト本数を考慮した解析を行い、測定結果とよく一致することが確かめられた。フランジの発生応力はボルト締付位置で最大に、ボルト中間位置において最小となる。
- (3) フランジに発生する最大応力はハブ付根部における子午線方向応力 σ_m となる。
- (4) 規格の応力計算式により得られる応力成分は $\sigma_r, \sigma_z, \sigma_t$ の 3 成分である。各成分の応力値については有限要素法による結果と比較的よい一致を示しているが、これらの応力値の最大値でさえ、有限要素法による子午線方向応力 σ_m の約 2 / 3 程度の低い値を示している。したがって苛酷なフランジの使用条件においては、実際に発生する応力を正確に評価して強度検討を行うことが必要とされる。

第 2 章 フランジの応力に及ぼす諸因子の影響

1. 緒 言

第 1 章における検討結果より，フランジの発生応力はハブ付根部における子午線方向において最大となり，かつ応力集中が生じていることが明らかになった。この応力集中の割合は当然のことながら，ハブ付根部の曲率半径によって変化するが，ハブを有した一体形フランジにおいて，フランジ間にガスケットを装着してボルトによる締結を行い，かつ内圧が作用している場合での曲率半径が応力集中に及ぼす影響についての詳細な検討は行われていない。また，ハブ部の勾配も子午線方向応力に影響を及ぼすと考えられることから，本章ではこれらのフランジ形状因子が発生応力に及ぼす影響について検討を行う。

次に，ボルトを用いたフランジの実際の締付状態についてみると，ボルト締付位置におけるフランジ応力が最大となり，ボルト荷重を軸対称と考えた場合の応力値よりも大きくなることから，ボルト本数又はボルトピッチとフランジ応力との関係を明らかにする必要がある。更に，ボルト締付けに当たってはどうしても各ボルトでの締付荷重にばらつきが生じるが，ボルト締付作業の管理上からもばらつきの影響についての定量的評価が必要である。

更に，フランジ間には内部流体の漏れを防止するためにガスケットが装着されているが，フランジの使用条件に応じた種々の材質，形状のものが用いられている。したがって，使用するガスケットによりフランジ応力がいかに変化するかについても検討を加えることにより，フランジの応力に及ぼす諸因子の影響を明らかにした。

2. フランジ形状の影響

フランジの発生応力は図 1-11 に示された各部寸法により変化するが，これらの寸法の主なものについては，規格の応力計算式を用いることによって，フランジ発生応力に及ぼす影響を求めることができる。しかしながら，これらの計算式は板殻理論により導かれたものであることから，ハブ部とリング部との接続部での曲率半径については考慮することができない。また，ハブ部の形状についても，図 1-15 に示したように，JIS ではハブ部の上下端での平均厚さを有する円筒殻に置き換えられ，ASME でも漸変断面の円筒殻として取扱われていることもあり，必ずしも厳密な解析が行われているとはいえない。したがって，本節では，規格の応力計算式においては十分な検討が行われていない形状因子として図 2-1 に示された

ハブ部の勾配及びハブ付根部の曲率半径を取上げ、これらがフランジ発生応力に及ぼす影響を明らかにした。

2.1 ハブ勾配の影響

第1章第4節で検討した内圧 100 kg/cm^2 用の呼び径 300 のフランジについて、ハブ勾配が規格で定められた $1/2.5$ を中心に、 $1/1.25$ 、 $1/5.0$ と変化した場合におけるフランジの発生応力を求めた。なお、荷重条件としてはボルト荷重及び内圧が作用する場合を考えた。

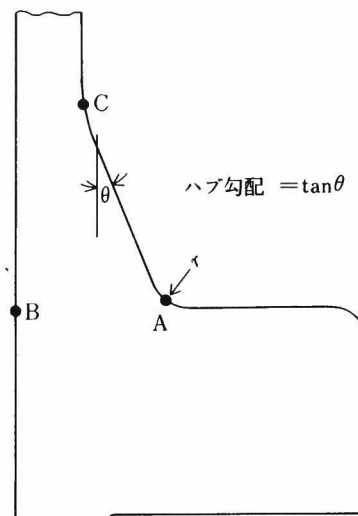
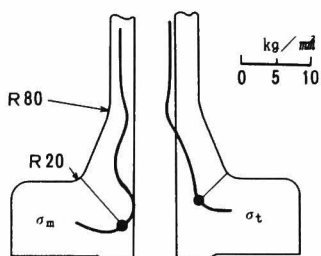
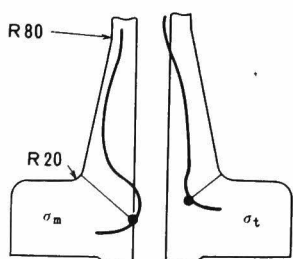


図 2-1. フランジの形状因子

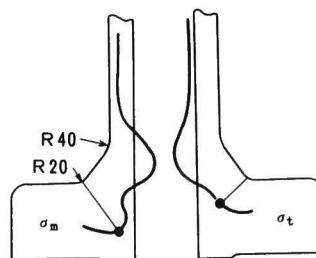
図 2-2 にはフランジ外表面における子午線方向応力 σ_m 及び円周方向応力 σ_t の分布がハブ勾配により変化する様子を示した。フランジ外表面形状はハブ勾配とともに変化するが、その外表面形状に垂直な方向の線分の長さで発生応力値を表わした。なお、ハブ下端（図 2-1 での



(1) ハブ勾配 $1/2.5$



(2) ハブ勾配 $1/5.0$



(3) ハブ勾配 $1/1.25$

図 2-2. ハブ勾配と応力分布の関係

A点)での曲率半径は規格値 20 mm の一定値とし、ハブ上端 (C点)での曲率半径はハブ勾配が $1/5.0$ 及び $1/2.5$ の場合には 80 mm 、ハブ勾配が $1/1.25$ の場合には 40 mm とした。ハブ勾配が小さい $1/5.0$ の場合には、ハブ下端の A点では応力集中がみられるが、ハブ上端の C点においては応力集中がほとんど生じていない。ハブ勾配が大きくなるにつれてハブ高さが短くなり、ハブ上端の C点はフランジのリング部のほうに移動して、C点でも応力集中が生じているが、A、C の中間部においては A、C 各点よりも発生応力は小さくなっている。すなわち、ハブ勾配が大きい $1/1.25$ の場合にはハブ上下端の C点及び A点においても、ともに大きな応力集中を生じていることがわかる。

そこで、A点及びC点における子午線方向応力 σ_m 並びに軸方向応力 σ_z と、ハブ勾配との関係を求めると図 2-3 のようになる。なお、 σ_z についてはハブ勾配の影響を考慮した ASME の計算式を用いて得られた結果を併記した。 σ_z については、ハブ勾配が大きくなるにつれて、A点では次第に減少するがC点では逆に増大し、約 $1/1.6$ のハブ勾配のときに A点とC点との値が等しくなるが、これは ASME の結果とも比較的

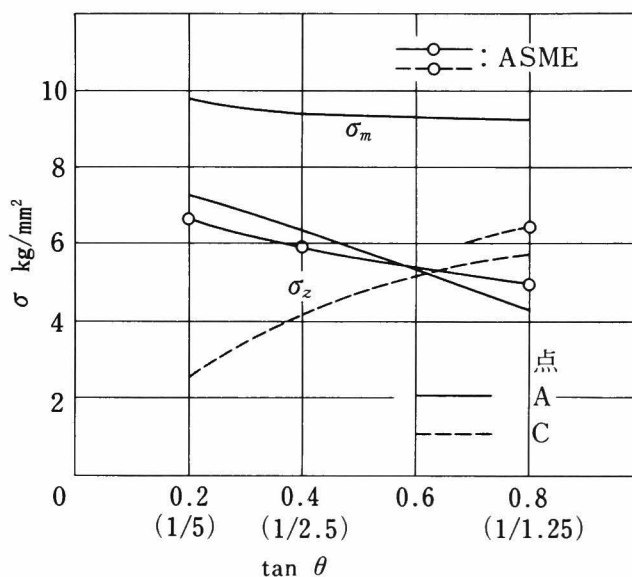


図 2-3. ハブ勾配による応力の変化

よい一致を示している。一方、すでに述べたように強度検討上最も重要な子午線方向応力 σ_m については、 $1/5.0 \sim 1/1.25$ の範囲のハブ勾配のもとにおいては常に A点で最大となり、ハブ勾配が大きくなるに従ってわずかに低下していくが、規格でのハブ勾配 $1/2.5$ より大きくしても、その応力値の低下割合は小さいことが明らかになった。以上のことより、ハブ勾配の影響が考慮されている ASME の応力計算式については、管軸方向応力 σ_z はほぼ正しい結果を与えているものの、最大子午線方向応力 σ_m の評価式としては不十分であることがわかる。

2.2 ハブ付根部の曲率半径の影響

現行の各種フランジ製品規格では、ハブ部よりフランジ部への移行部（ハブ付根部）における曲率半径 r は内圧及びフランジの大きさに応じて定められている。いま対象とした内圧 100 kg/cm^2 用呼び径 300 のフランジの場合、JIS では表 1-1 に示されたように $r = 20 \text{ mm}$ と定められている。また ANSI では、ほぼ同形状のフランジに対して $r = 12.7 \text{ mm}$ にとられている。 r の大小はハブ付根部での応力集中と密接な関係があり、この点について定量的な評価を行っておく必要がある。

図 2-4 にはボルト荷重及び内圧が作用したときに、フランジ外表面における σ_m 及び σ_t の応力分布が、曲率半径 r を

$30, 40 \text{ mm}$ と大きくした場合に変化する様子を示したものである。

図中の○印は最大応力の発生位置を示したが、最大応力は r が小になるほど大きくなり、かつ応力分布も局部的な集中応力の発生しやすいことを示している。この結果を更にわかりやすくするために、 σ_r 、 σ_z 、 σ_t 及び σ_m の最大応力値が曲率半径により変化する様子をまとめて図 2-5 に示したが、 σ_t 、 σ_m のみならず、 σ_r 、 σ_z も曲率半径が小さくなるにつれて大きくなっている。なお同図には JIS 及び ASME の計算式によって得られた最大応力値、すなわち JIS では σ_z 、ASME では σ_r を参考までに併記したが、いずれも σ_m と比較するとかなり小さな応力値となっていることがわかる。

以上で得られたハブ勾配及びハブ

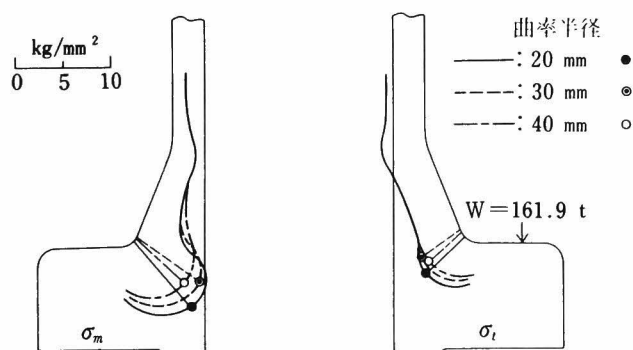


図 2-4. 曲率半径とフランジ外表面応力分布の関係

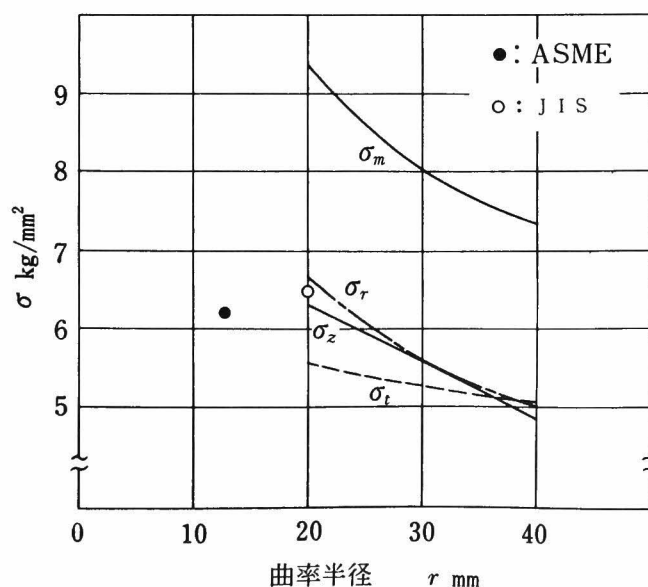


図 2-5. 曲率半径による応力の変化

付根部の曲率半径がフランジ発生応力に及ぼす影響をまとめると図 2-6 のようになり、ハブ付根部における子午線方向応力 σ_m が、ハブ勾配及び曲率半径が大きくなるにつれて減少する様子が明らかにされた。

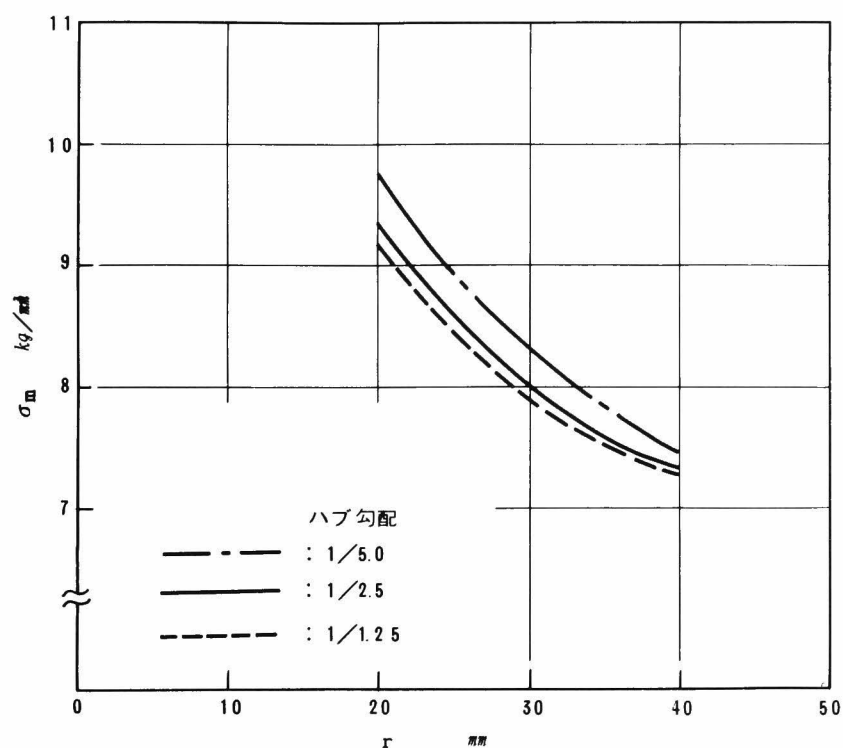


図 2-6. 子午線方向応力の変化

3. 締付ボルトの影響

以上での検討は、締付ボルト本数が多い場合を想定して、ボルト締付荷重を軸対称と仮定してきた。しかし、実際問題としてボルト本数は現場作業性の観点からは少ないほうが望ましく、またボルト折損時には実質的に有効ボルト本数が減少することから、ボルト本数によりフランジ応力がどのような影響を受けるかを検討しておくことは実用上非常に重要である。そこで本節においては、ボルト本数とフランジ応力との関係を明らかにするとともに、ボルト折損をも含めて各ボルトに作用する締付荷重のばらつきがフランジ発生応力に及ぼす影響について検討を加えた。

3.1 ボルト本数の影響

内圧 100 kg/cm^2 用の呼び径 300 のフランジに所要ボルト締付荷重 $W = 161.9 \text{ ton}$ が

作用した場合に、締付ボルト本数がフランジ応力に及ぼす影響を、第 1 章第 2 節で述べた解析手法を用いて検討を行った。規定ボルト本数は 16 本であるが、締付作業上からボルト本数を減少させて、12 本、8 本及び 6 本のボルトによって所要ボルト締付荷重を与えたときを想定して、各ボルト本数の

場合についてハブ付根部における最大子午線方向応力 σ_m がフランジの円周方向で変化する様子を図 2-7 に示した。ボルト本数が減少しても、全体のボルト締付荷重は一定値に保たなければならないため、1 本当りのボルト締付荷重は増大することになる。その結果、同図に示すように、ボルト本数が少ない場合には、 σ_m はボルトの存在する断面では大きくなるが、ボルトとボルトの間位置では小さくなっている。逆にボルト本数が多くなると、両位置における応力値は接近し、均一な応力状態に近づくことがわかる。

そこで、ボルトの存在する断面における最大の子午線方向応力 $\sigma_{m, \max}$ と締付ボルト本数との関係をまとめると図 2-8 のようになる。ボルト本数の増大につれて円周方向での応力

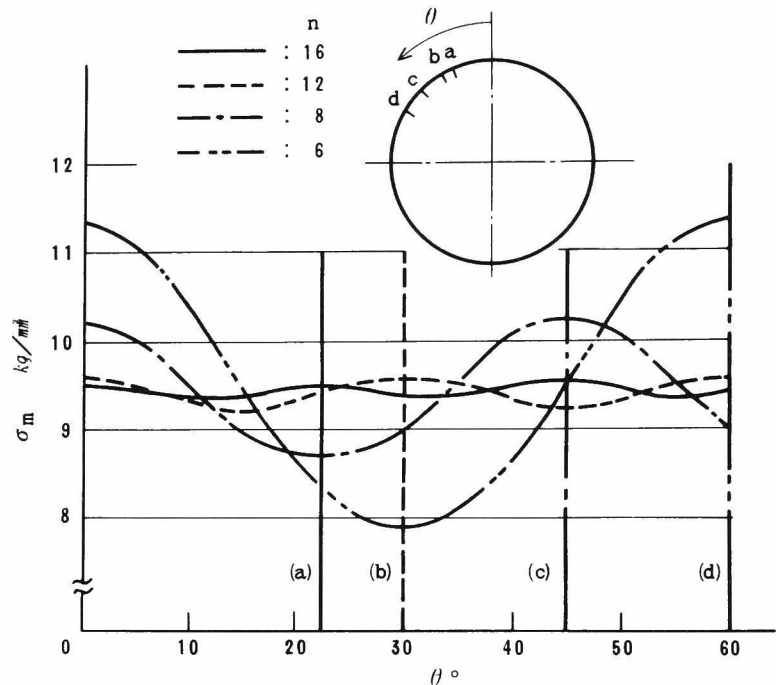


図 2-7. ボルト本数と円周方向での応力分布

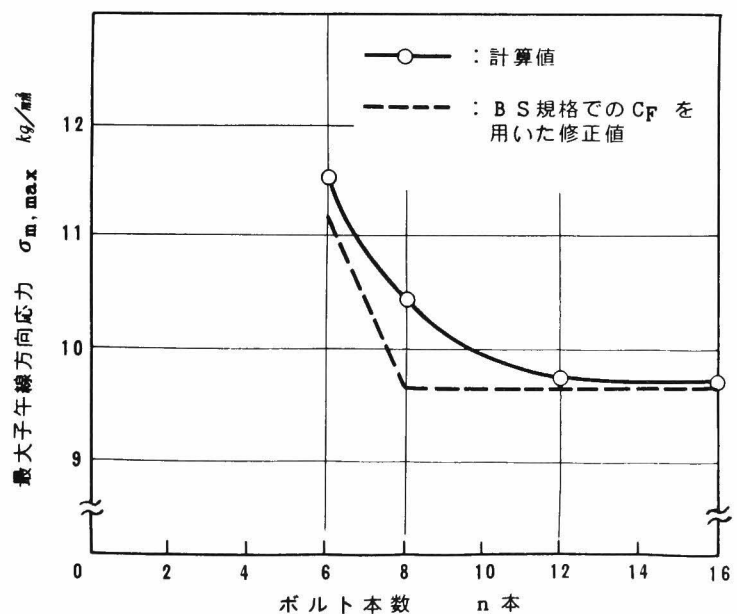


図 2-8. ボルト本数と最大子午線方向応力との関係

状態は均一となり、 $\sigma_{m, \max}$ は減少することがわかる。一方現行の規格の応力計算式の中では、BS 1515 においてボルト本数の影響が考慮されている。これによれば、ボルト締付荷重を軸対称とした計算式による応力値に、式(2-1)で与えられるボルトピッチ修正係数 C_F を乗じることにより、任意のボルト本数における最大応力値を算出できるようになっている。

$$C_F = \sqrt{\frac{\text{ボルトピッチ}}{2 \times (\text{ボルト径}) + \text{フランジ厚さ}}} \quad (2-1)$$

ボルト締付荷重のみが作用する場合において、ボルト締付荷重を軸対称として有限要素法により得られた σ_m に、式(2-1)の C_F を乗じた結果を図2-8中の破線で示した。

BS 1515 によれば、呼び径 300 のフランジでは 8 本以上のボルト本数において円周上で均一な応力状態が得られることになる。しかし解析で得られた結果では、ボルト本数の

影響は BS 1515 とは若干異なり、 $\sigma_{m, \max}$ はボルト本数の減少とともにめらかに増大し、かつボルトピッチ修正係数 C_F を用いて算出される応力値よりも幾分大きい値を示すことが明らかになった。なお、第3章第2節で検討した呼び径 32, 80 のフランジについても解析を行い、その結果を図2-9に示したが、呼び径 300 と同様の傾向が得られている。

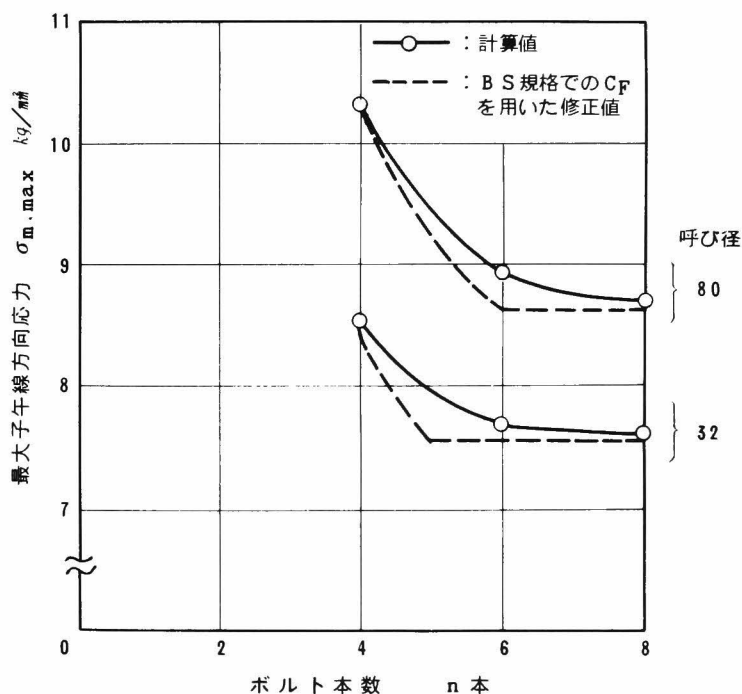


図 2-9. ボルト本数と最大子午線方向応力との関係
(呼び径 32, 80)

3.2 締付荷重のばらつきの影響

ボルトの締付においては、各ボルトに発生する軸力を検知して締付荷重を管理する場合は少なく、一般には締付トルクが所定の値となるような作業管理が行われている。ところが、ボルト本数が多くなると全てのボルトを同一のトルクで締付けるためには数回の増し締めが必要であり、また同一のトル

クで締付けを行っても、ボルト及びナットのねじ山あるいは座面における摩擦係数が各ボルトにおいて異なっているために、全てのボルトに同一の荷重を与えることは難しく、どうしても締付荷重にばらつきが生ずる。規定以上の締付荷重が与えられたボルトの近傍では、フランジ発生応力は計算値よりも大きくなることから、締付荷重のばらつきが発生応力に及ぼす影響について定量的な検討を行っておく必要がある。

内圧 100 kg/cm^2 用の呼び径 300 のフランジについて、所定のボルト締付荷重 161.9 ton が各ボルトに等分されるとしたときに、1本当たりのボルト締付荷重により発生するハブ付根部における最大子午線方向応力 σ_m が、ボルト締付位置から円周方向に遠ざかるにつれて減衰していく様子を、ボルトピッチを横軸にとって図 2-10 に示した。ボルト本数が 16 本と多い場合には、1本のボルト当たりの締付荷重が小さいために、締付荷重にばらつきが生じて、それによる応力の変化量は小さい。ところが、ボルト本数が少なくなるにつれて、1本当たりのボルト締付荷重が増加してそのボルト締付位置での発生応力が大きくなるために、例えばボルト本数が 6 本の場合において、1本のボルト締付荷重に 20% のばらつきが生じているとすれば、約 2 kg/mm^2 の応力変化が生ずる。これはボルト締付荷重が均一な場合の発生応力である 9.4 kg/mm^2 に比べると約 20% 近い応力変動に相当する。この

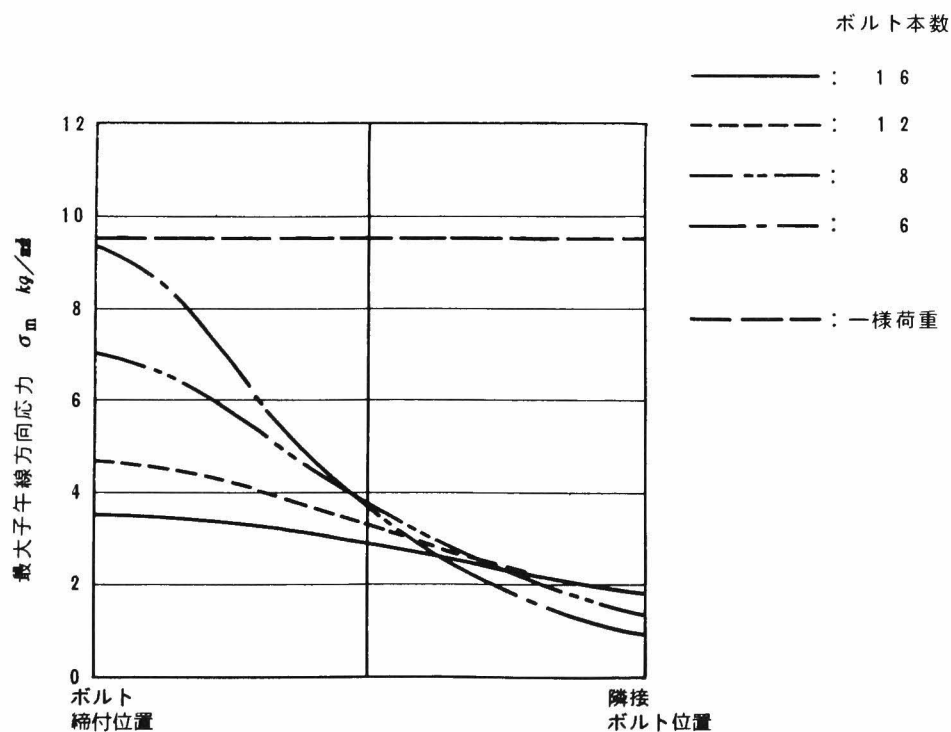


図 2-10. 1本のボルトによる円周方向応力分布

ような締付荷重のばらつきは，特にボルト本数が少なくなった場合にはフランジ発生応力に及ぼす影響が大きくなることから，各ボルトにおいて均一な締付荷重を作用させる必要のあることが明らかになった。また，ボルトが折損した場合には，そのボルトにより発生していた応力が減少するために，フランジの発生応力は小さくなるものの，第2編第1章で検討するようにガスケット面圧も減少することから，内部流体が漏れやすくなり，事故につながる危険性を有している。

4. ガスケットの影響

今までの検討は内圧 100 kg/cm^2 用のフランジを対象としたことから，ガスケットには高圧用としての軟鋼製平形金属ガスケットを用いた場合について解析を行ってきた。しかしながら，フランジに発生する応力は使用するガスケットによっても変化すると考えられることから，ここでは呼び径 300 のフランジについて，ガスケット材質が変化した場合に，フランジ発生応力に及ぼす影響について検討を行った。

ガスケットの形状は規格に定められた軟鋼製平形金属ガスケットと同じであるが，その材質を軟質アルミ，石綿ジョイントシート及びゴムと変化させた場合について考えた。ボルト締付荷重 W を決定するに当たっては，ガスケット係数 m を定める必要があるが，ここでは ASME 及び JIS の規格に従って表 2-1 に示すような値を用いることとした。また，有限要素法による応力解析に当たっては，ガスケットのヤング率を定めなければならない。軟鋼及び軟質アルミについてはヤング率は一定の値として求めることができるが，石綿ジョイントシートあるいはゴムにおいては，応力-ひずみ関係が非線形となるために，各圧縮応力におけるヤング率は変化する。一方，ガスケットに加えられるべき圧縮応力は，規格に示された内部流体の漏れを防止するための条件より，内圧を p ，ガスケット係数を m として， mp 以上の値としなければならない。したがって，ここでは圧縮応力が零から mp まで変化した場合におけるひず

表 2-1. ガスケットの材質

No.	1	2	3	4
材 質	軟 鋼	軟質 Al	石綿ジョイントシート	ゴ ム
ガスケット係数 m	5.5	4.0	2.0	1.0
ヤング率 $E \text{ kg/mm}^2$	21,000	7,000	40	20

み変化量で $m p$ を除すことによって平均的なヤング率を求め、これを石綿ジョイントシート及びゴムのヤング率として用いることとした。これらのヤング率の値を表 2-1 に併記した。

荷重条件としては内圧 100 kg/cm^2 が作用した使用状態について解析を行った。ボルト締付荷重 W は、内部流体の漏れを防止するために必要な荷重 H_G がガスケット材質により変化するために、それぞれ異なった値となる。そこで、ハブ付根部における子午線方向応力の最大値 σ_m を、ボルト締付荷

重 W について整理すると図 2-11 に示されたようになる。同図より、ガスケット係数及びヤング率の小さい軟質のガスケットの場合ほどボルト締付荷重 W が小さく、フランジの発生応力 σ_m も低下するものの、 σ_m は W にほぼ比例して変化していることがわかる。

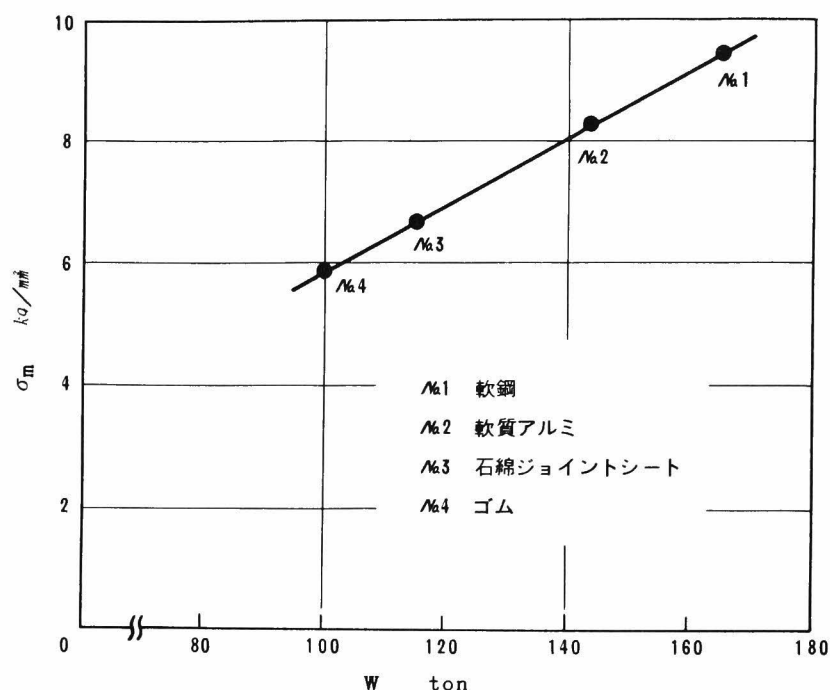


図 2-11. 発生応力に及ぼすガスケットの影響

これは第 1 章第 4 節で述べたように、フランジ発生応力がボルト締付荷重によってほぼ一義的に決定することによると考えられる。

上記検討においては、ボルト締付荷重及びガスケットヤング率の両者が変化した場合を考えたが、次にヤング率がフランジ応力に及ぼす影響を明らかにするために、ボルト締付荷重を一定としてガスケットのヤング率のみが変化した場合について検討を行った。ボルト締付荷重は軟鋼ガスケットを用いた場合における所定荷重の 161.9 ton とし、ガスケットとして石綿ジョイントシートを用いた場合に、ボルト締付時におけるハブ付根での最大子午線方向応力 σ_m を求めると 9.7 kg/mm^2 となった。この値は、軟鋼ガスケットを用いた場合の 9.4 kg/mm^2 と比べると若干増大している。これは、ガスケットのヤング率が低下して、フランジリング部の曲げ変形が生じやすくなるためと考えられる。このように、ガスケットのヤング率によってフランジ発生応力は変化するものの、その変化の割合は 5% 程度であり実用上では小さい値と

なっていることが明らかになった。

次に、ガスケットとして同じく石綿ジョイントシートを用いた場合に、ボルト本数がフランジ発生応力に及ぼす影響について検討を行った。ボルトの存在する断面における子午線方向応力が最大となるが、この最大値がボルト本数によって変化する様子を図 2-12 に示した。同図を軟鋼ガスケットを用いた場合の図 2-8 と比較すると、ガスケットのヤング率が低下することによって、発生応力の絶対値は若干大きくなっている

ものの、応力値とボルト本数との関係については、ヤング率による差異は小さいことが明らかになった。

以上の検討結果は、ボルトの内側に比較的幅の狭いリングガスケットを用いた場合についてのものであったことから、ガスケット材質の影響は顕著に現われなかったが、ガスケットの幅が大きくなるにつれてフランジプレートの曲げ変形に及ぼすガスケットヤング率の影響は大きくなるものと考えられる。特に、ガスケット幅が大きくなって、フランジの外径部にまで達するような全面形ガスケットを用いた場合には、ガスケット材質の影響は顕著になると思われるが、この点についての検討は第 3 章第 3 節にて述べることにする。

5. 結 言

フランジ形状、締付ボルト本数及びガスケットの種類がフランジ発生応力に及ぼす影響について検討を行った。得られた結果をまとめると次のようになる。

- (1) ハブ勾配の増加に伴ない、管軸方向の最大応力 σ_z は、その発生位置がハブ部とリング部との接続部から、ハブ部と管部との接続部に移行し、ASME の計算による結果との一致をみた。しかしながら、規格の計算式では示されていない最大子午線方向応力 σ_m はハブ部

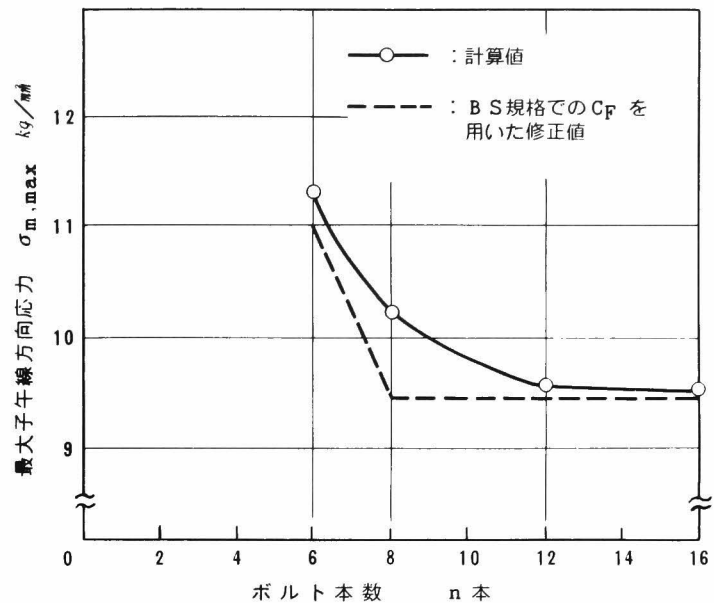


図 2-12. ボルト本数と最大子午線方向応力との関係（石綿ジョイントシートの場合）

とリング部との接続部において生じ、 σ_m を正しく評価して強度検討を行う必要のあることが明らかにされた。

- (2) ハブ部とリング部との接続部の曲率半径が小さくなるに従い、当処での応力集中が大きくなるが、これを定量的に明らかにした。
- (3) 有限個のボルトによりフランジを締結した場合には、ハブ付根部の最大子午線方向応力はボルトの存在する断面において最大となる。BS 1515ではボルトピッチの影響を考慮したボルトピッチ修正係数 C_F を設けているが、実際の発生応力は C_F を用いて計算される値よりも若干大きい値となっている。
- (4) ボルト締付荷重のばらつきがフランジ発生応力に及ぼす影響を定量的に明らかにし、ボルト本数が少ない場合ほどその影響が大きくなるために、均一な締付荷重を与えるように注意する必要があることを示した。
- (5) ガasketの種類によりガasket係数が異なるために、所要ボルト締付荷重が変化するが、フランジ発生応力はボルト締付荷重にほぼ比例して変化する。
- (6) 幅の狭いリングガasketを用いた場合には、ガasketのヤング率がフランジ発生応力に及ぼす影響は小さい。
- (7) ガasketの種類が、締付ボルト本数とフランジ応力との関係に及ぼす影響は小さい。

第 3 章 強 度 設 計 公 式

1. 緒 言

前章までにおいて、フランジに発生する最大応力はハブ部とリング部との接続部（ハブ付根部）における子午線方向応力 σ_m であり、その値は規格の応力計算式により得られた最大応力値の約 1.5 倍になることがわかった。また、 σ_m は当然のことではあるが、ハブ付根部の曲率半径、ハブ部の勾配及びガスケット材質などによって変化するが、これに対する定量的結果も得られた。ただし、 σ_m は現状では有限要素法を用いた解析によらなければならず、かなりの時間と労力を要する。ここで、もし従来の規格の応力計算式を用いて得られた計算結果に、補正係数を乗じることによって σ_m を求めることができるような簡便法を見出すことができれば、実用上で非常に有効になると考えられる。

そこで本章においては、呼び径、使用圧力の異なる各種フランジを対象として、ハブ付根部の曲率半径並びにハブ勾配がフランジ応力に及ぼす影響について種々の検討を行い、 σ_m を求める簡便法の確立を試みた。すなわち、ASME の応力計算式による管軸方向応力 σ_z に適当な補正係数を乗じることにより、 σ_m を計算できることを明らかにし、一般の利用に便利な補正係数の計算図式を求めた。

今までの検討は全て、締付ボルトより内側にリングガスケットを用いた場合についてのものであったが、そのほかに全面形ガスケット⁽²⁶⁾が用いられることがある。全面形ガスケットとは、ガスケット外径がフランジ外径に等しく、ボルト穴を有するものと定義されており、ボルトより外側においてもボルト荷重を受けることを特長としている。したがって、ボルトの締付力により生ずる曲げモーメントが減少し、フランジ発生応力が低減する効果のあることから、鋳鉄あるいは銅合金などの低強度材料を素材としたフランジに用いられている。

全面形ガスケットを用いた場合の応力計算式は BS 5500 及び DIN に示されているものの、フランジリング部のみを梁に置き換えた近似解析が行われていたり、ボルトの中心円径での発生応力が最大であるとして、この成分のみを対象としているなどの問題点があり、フランジの発生応力を正しく評価しているとはいえなかった。そこで、本章の後半では、全面形ガスケットを用いた場合におけるフランジの発生応力を板殻理論に基づいて解析を行った。次に得られた結果を有限要素法による結果と比較することにより、解析手法の妥当性について検討し、更に従来の BS 5500 及び DIN の応力計算式に代って、全面形ガスケットを用いたフランジの設計に用いることのできる新しい応力計算式を提示した。

2. リングガスケットを用いた場合の設計公式

リングガスケットを用いた場合のフランジの応力計算式としては、ASME及びJISにおいて定められた式が広く用いられているが、いずれも殻理論に基づいた近似式であり、ハブ付根部の曲率半径については考慮されていないため、ハブ付根部の形状に沿った子午線方向応力 σ_m を求めることができない。そこで本節では、規格の応力計算式を用いて得られる管軸方向応力 σ_z に補正係数 α を乗じることにより、強度検討上重要な子午線方向応力 σ_m の最大値 σ_m^{\max} を算出する計算式について検討を行う。

2.1 規格の応力計算式に対する補正係数

検討の対象としたフランジは、前章までと同様に、「100 kg/cm² 鋼製管フランジの基本寸法、日本工業規格(案)⁽⁶⁷⁾」に定められたものとし、既に検討した呼び径300のほかに、

新たに呼び径80及び32について解析を行った。規格で定められたフランジ形状とその詳細寸法を図3-1並びに表3-1に示す。また使用したガスケットも前章までと同じく軟鋼製平形金属ガスケットとし、ガスケット係数 m は5.5とした。

ハブ付根部の曲率半径及びハブ勾配の影響を明らかにするという目的から、表3-1の規格形状を基本にして、ハブ勾配並びにハブ付根部の曲率半径をそれぞれ3種類に変化させた場合について検討を行った。これらの形状及び寸法は表3-2に示されている。

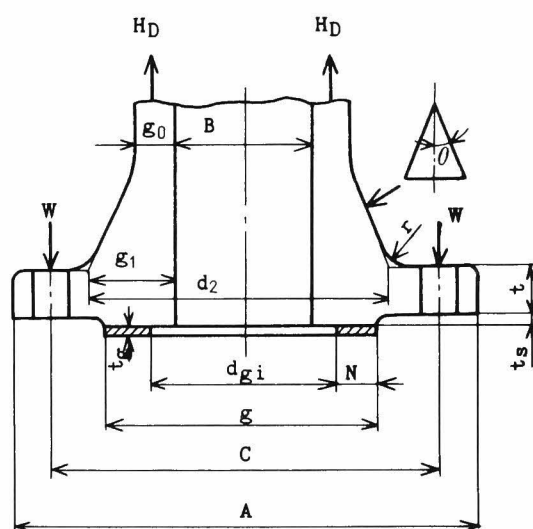


図3-1. フランジ形状

表3-1. フランジ各部寸法

呼び径	管内径 B mm	管厚 g ₀ mm	ハブ付根部厚さ g ₁ mm	ハブ付根部直径 d ₂ mm	フランジの外径 A mm	ボルト中心円径 C mm	フランジの厚さ t mm	ガスケットの幅 N mm	ガスケットの内径 d _{gi} mm	ガスケットの厚さ t _g mm	フランジの各部寸法			ハブ勾配 tan θ	ボルト締付荷重 W ton	ボルト本数 n本
											t _s mm	g mm	r mm			
32	29.9	6.4	2.0	70	160	120	33	7	46	3	2	60	6	1/2.5	8.43	4
80	66.9	11.1	3.0	126.9	260	200	51	10	100	3	2	120	10	1/2.5	27.94	8
300	251.9	33.3	7.5	402	605	515	106	15	315	4	2	345	20	1/2.5	161.93	16

表 3 - 2. フ ラ ン ジ 形 状 の 変 化

呼 び 径	3 2			8 0			3 0 0		
ハブ勾配	1/5.0	1/2.5	1/1.25	1/5.0	1/2.5	1/1.25	1/5.0	1/2.5	1/1.25
曲率半径 mm	4	4	4	5	5	5	20	20	20
	6	6	6	10	10	10	30	30	30
	8	8	8	15	15	15	40	40	40

前章までに述べたごとく、フランジの強度上で最も重要な応力は、ハブ付根部の外表面における子午線方向応力 σ_m である。この σ_m の最大値 σ_m^{\max} が各フランジ形状について、ハブ付根での曲率半径及びハブ勾配により変化する様子をまとめると図 3 - 2 のようになり、曲率半径及びハブ勾配の増大につれて減少することがわかる。

規格の応力計算式においては σ_m^{\max} を直接求めることができないが、ここでは規格の応力計算式から得られる管軸方向応力 σ_z を用いて σ_m^{\max} を求める方法を明らかにする。すなわち σ_m^{\max} の σ_z に対する補正係数を α とし、 α を求める手法について検討を行う。ここで補正係数 α は式 (3 - 1) で定義される。

$$\alpha = \frac{\sigma_m^{\max}}{\sigma_z} \quad (3 - 1)$$

図 3 - 3 は規格のハブ勾配 1/2.5 のフランジについて、JIS の応力計算式によって得られる σ_z を用いた場合における補正係数 α を、 $(g_1 - g_0)/r$ について整理したものである。ここで

g_1 : ハブ付根部厚さ mm g_0 : 管厚 mm

r : ハブ付根部の曲率半径

である。同図より、 α は $(g_1 - g_0)/r$ とともに増大するが、フランジ呼び径が小さくなるにつれて全体的に減少する。また図 3 - 4 には ASME の応力計算式を用いた場合における α と $(g_1 - g_0)/r$ との関係を示した。呼び径 300 の場合には幾分異なるが、80 及び 32 の場合には呼び径による差異はわずかで、ほぼ 1 本の曲線にて α を表示できることがわかる。

JIS 及び ASME の応力計算式においては、第 1 章で示された外荷重 H_D , H_T 及び H_G による曲げモーメントを求め、これにより発生する応力成分として σ_z が与えられている。

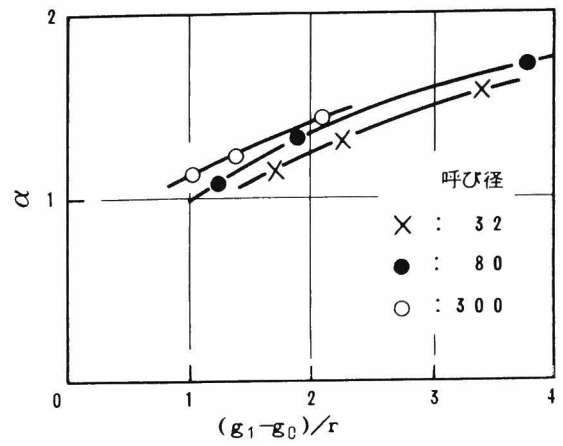
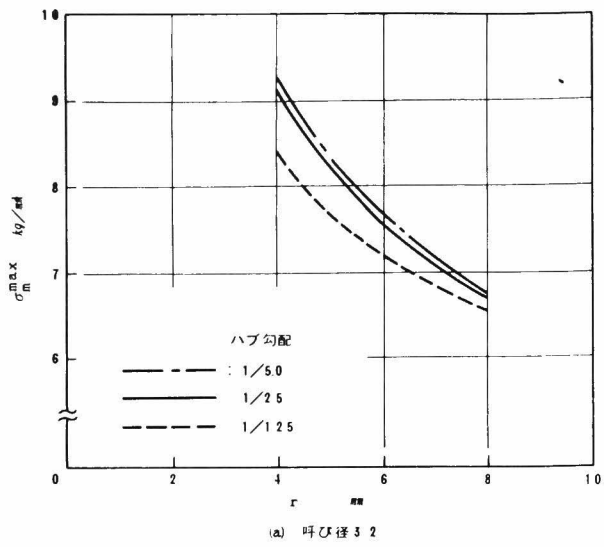


図 3 - 3. 補正係数 α (J I S)

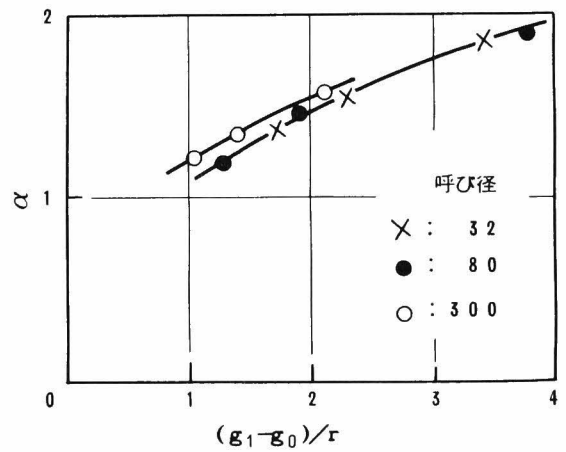
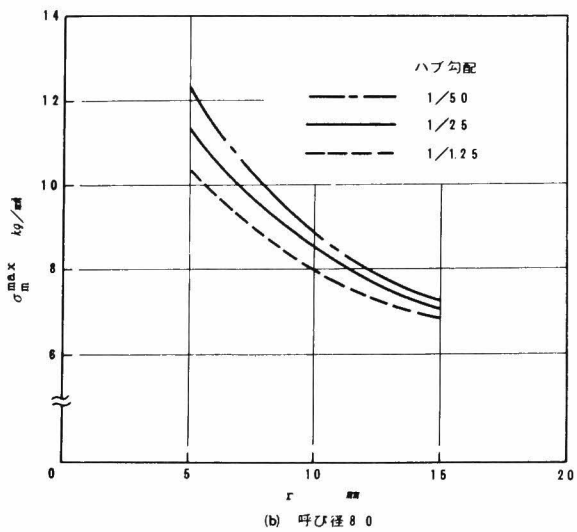


図 3 - 4. 補正係数 α (A S M E)

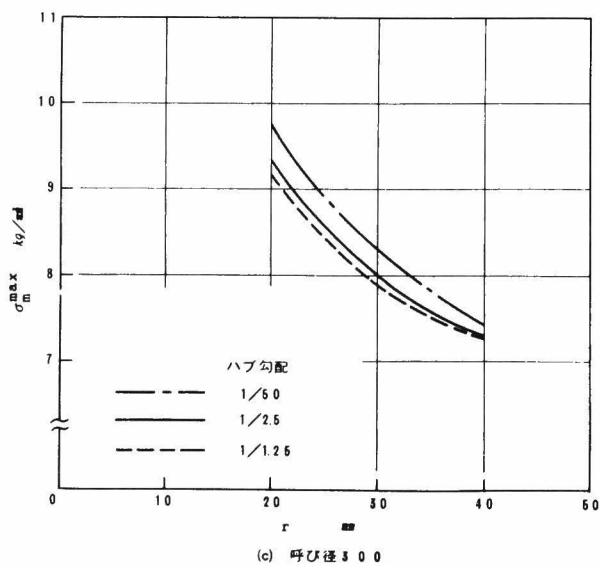


図 3 - 2. 最大子午線方向応力の変化

しかしハブとリング部との接続面には、図 3-1 の内圧による管軸力 Π_D に基づいた一様な管軸方向の引張応力 σ'_z も作用していると考えられる。この σ'_z は式 (3-2) で計算され、通常は σ_z と比較して小さい値であるが、内圧 p が大きくなると無視することもできなくなる。そこで式 (3-3) で表わされる補正係数 α' を導入して α を修正することを試みる。

$$\sigma'_z = \frac{\Pi_D}{\frac{\pi}{4} (d_2^2 - B^2)} = \frac{\frac{1}{100} \pi B^2 p}{\pi (d_2^2 - B^2)} = \frac{p}{100} \cdot \frac{1}{(d_2/B)^2 - 1} \quad (3-2)$$

$$\alpha' = \frac{\sigma_m^{\max}}{\sigma_z + \sigma'_z} \quad (3-3)$$

α' と $(g_1 - g_0)/r$ との関係を整理すると、ASME に基づいた場合には、図 3-5 に示すように呼び径によらずほぼ 1 本の曲線にて表示できることが明らかになった。

しかし、JIS の応力計算式を用いた場合には、 α の場合と同じく呼び径による差異がみられた。これについては、既に述べたように、ASME の応力計算式のほうがフランジのモデル化がより厳密であり、ハブ勾配の影響も考慮されているためと考えられる。そこで、以下での補正係数の検討においては、ASME の応力計算式により得られる σ_z を用いることとし、補正係数も式 (3-3) にて求められる α' を用いることとした。

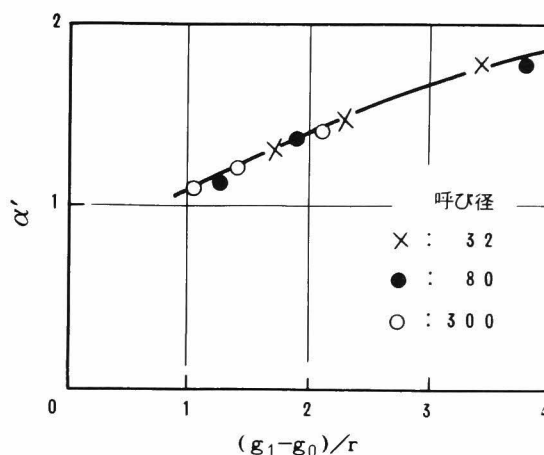


図 3-5. 補正係数 α'

2.2 最大子午線方向応力の計算式

規格でのハブ勾配 $1/2.5$ の場合には、図 3-5 より補正係数 α' を求めれば式 (3-3) を用いて最大子午線方向応力を計算できることが明らかになった。次に、ハブ勾配が $1/1.25$ 及び $1/5.0$ の場合における補正係数 α' を求めると図 3-6 のようになる。すなわち、 α' はハブ勾配が同じであれば、呼び径の影響を受けずに 1 本の曲線にて表現できるが、ハブ勾配が変化して減少するにつれて、 α' も減少することがわかった。この理由と

しては次のことが考えられる。すなわち、ASMEではハブ勾配の影響が考慮されているものの、ハブ部の形状を図3-7のような漸変断面の円筒殻と仮定しているために実際のハブ形状とは若干異なっており、これがハブ勾配により α' が変化している原因になっているものと考えられる。そこで、異なるハブ勾配のフランジ形状についても同一の補正係数が得られれば一層実用的に便利であるため、ここでは図3-7に示されたハブ外表面の傾斜角 θ による修正を行うこととした。

ハブ外表面の傾斜角 θ による修正式として、種々の関数についての検討を行ったが、異なるハブ勾配のもとにおいても補正係数がよく一致し、かつ最も簡単な表示式として式(3-4)が得られた。

$$\bar{\alpha} = \alpha' \times \cos \theta = \frac{\sigma_m^{\max}}{\sigma_z + \sigma'_z} \times \cos \theta \quad (3-4)$$

補正係数 $\bar{\alpha}$ は α' に $\cos \theta$ を乗じたものであり、ハブ勾配の影響は $\cos \theta$ にて表現されている。表3-2における27種類の形状のフランジについて、 $\bar{\alpha}$ と $(g_1 - g_0)/r$ との関係を整理すると図3-8のようになり、呼び径が変化する場合はもちろん、ハブ勾配が

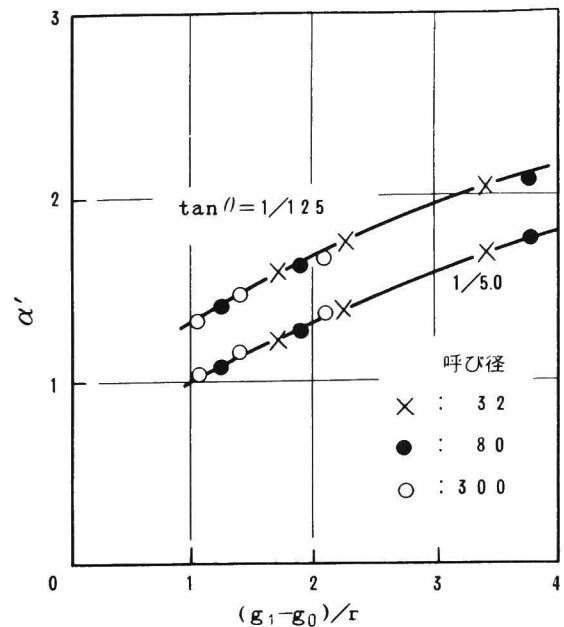


図3-6. ハブ勾配による α' の変化

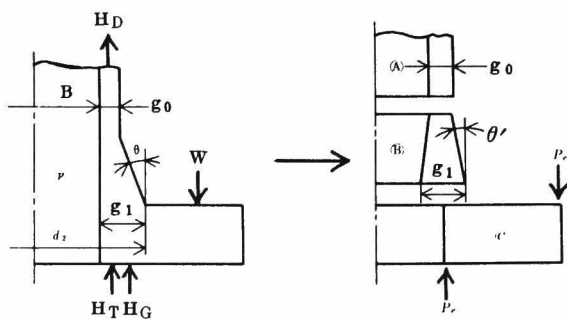


図3-7. フランジ形状のモデル化

(ASME)

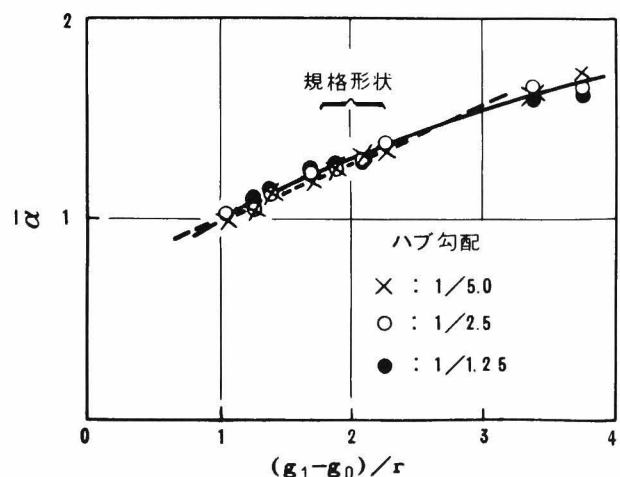


図3-8. 補正係数 $\bar{\alpha}$

変化する場合においても，1本の曲線にて表わされる。この曲線を2次式として最小2乗法によって求めると式(3-5)のようになった。

$$\bar{\alpha} = -0.0284 \times \left(\frac{g_1 - g_0}{r} \right)^2 + 0.3815 \times \left(\frac{g_1 - g_0}{r} \right) + 0.644 \quad (3-5)$$

なお，「100 kg/cm² 鋼製管フランジの基本寸法，日本工業規格(案)」に定められた呼び径32，80及び300についての $(g_1 - g_0)/r$ は，1.89～2.27の範囲にあり，図3-8中での規格形状にて示されたこの領域を直線で近似すると式(3-6)のような簡便式で表示できる。

$$\bar{\alpha} = 0.292 \times \left(\frac{g_1 - g_0}{r} \right) + 0.702 \quad (3-6)$$

以上のことより，フランジの最大子午線方向応力 σ_m^{\max} は，図3-8あるいは式(3-5)，(3-6)により補正係数 $\bar{\alpha}$ を求めれば，式(3-7)を用いることにより，フランジ呼び径，ハブ勾配及びハブ付根部曲率半径が変化した場合においても，容易に求めることができることが明らかになった。

$$\sigma_m^{\max} = \bar{\alpha} \times \frac{\sigma_z + \sigma'_z}{\cos \theta} \quad (3-7)$$

2.3 考 察

以上はガスケットとして軟鋼製平形金属ガスケットを用いた場合の結果であるが，フランジに発生する最大子午線方向応力 σ_m^{\max} は第1編第2章第4節で述べたようにガスケットの種類により変化することから，呼び径300のフランジについて，ガスケット材質の影響を検討した。

σ_m^{\max} がガスケットの種類によって変化する様子は既に図2-11に示したが，ここでは σ_m^{\max} ， σ_z 並びに σ'_z を用いて式(3-4)より補正係数 $\bar{\alpha}$ を計算した。 $\bar{\alpha}$ をガスケットの特性を表わすヤング率によって整理すると図3-9のようになり，同図よりガスケット材質が軟

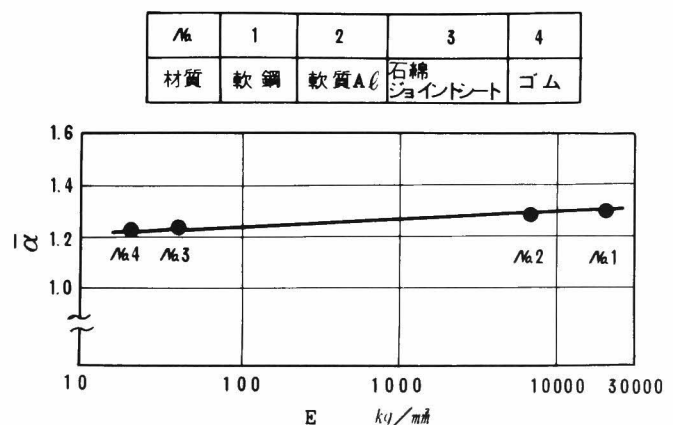


図3-9. ガスケットのヤング率と補正係数 $\bar{\alpha}$

鋼，軟質アルミ，石綿ジョイントシート及びゴムのように変化し，ガスケットのヤング率が著しく異なる場合においても， $\bar{\alpha}$ の変化量は小さいことがわかった。

補正係数 $\bar{\alpha}$ を求めるに当たっては，今までは「 100 kg/cm^2 鋼製管フランジの基本寸法，日本工業規格（案）」に定められたフランジ形状を基本としたが，ここでは更に使用圧力が異なる「 30 kg/cm^2 鋼管突合せ溶接フランジ，JIS B 2233」に基づいて，表 3-3 に示したフランジ形状について検討を行った。使用圧力は比較的低いことから，ガスケットとしては通常石綿ジョイントシートあるいはゴムが多く用いられる。

表 3-3. 30 kg/cm^2 鋼管突合せ溶接フランジ形状

呼び径	管内径 $B \text{ mm}$	管厚 $g_0 \text{ mm}$	ハブ付根部厚さ $g_1 \text{ mm}$	ハブ付根部直径 $d_2 \text{ mm}$	フランジの外径 $A \text{ mm}$	ボルト中心円径 $C \text{ mm}$	フランジの厚さ $t \text{ mm}$	ガスケットの幅 $N \text{ mm}$	ガスケットの内径 $d_{gi} \text{ mm}$	ガスケットの厚さ $t_g \text{ mm}$	フランジの各部寸法			ハブ勾配 $\tan \theta$	ボルト本数 n 本
											$t_s \text{ mm}$	$g \text{ mm}$	$r \text{ mm}$		
100	101.5	6.8	20.25	142	240	195	30	22.5	115	1.5	2	160	8	1/2.5	8
400	379.1	14.6	41.45	462	630	560	57	50	410	1.5	3	510	20	1/2.5	16

呼び径 100 及び 400 のフランジにおいて，ガスケットとして石綿ジョイントシート並びにゴムを用いた場合に得られた $\bar{\alpha}$ と， $(g_1 - g_0)/r$ との関係を示すと図 3-10 のようになる。ここではガスケット材質の影響はほとんどみられない。また同図中には 100 kg/cm^2 鋼製管フランジについて，軟鋼製平形金属ガスケットを用いた場合に得られた，式 (3-5) にて表示される $\bar{\alpha}$ を実線にて示したが， 30 kg/cm^2 鋼管突合せ溶接フランジについての結果よりも大きい値を示していることがわかる。

以上のようにガスケット材質及びフランジ形状が異なった場合における検討結果から， $\bar{\alpha}$ は図 3-9 あるいは図 3-10 に示されるように，ガスケットのヤング率が著しく変化しても差異は少なく，かつ式 (3-5) で得られる値よりも小さくなることがわかった。したがって，フランジの最大子

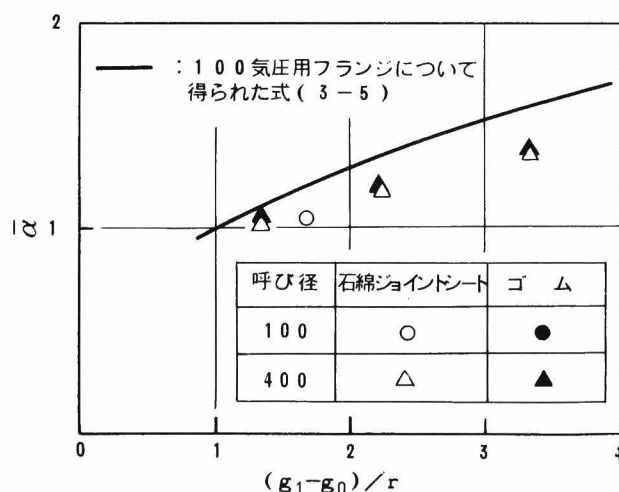


図 3-10. 使用条件の異なるフランジにおける補正係数 $\bar{\alpha}$

午線方向応力 σ_m^{\max} は式 (3 - 5) で得られる補正係数 $\bar{\alpha}$ を用いることにより、一般に安全側に評価できることが明らかになった。なお、今までは $\bar{\alpha}$ を用いて σ_m^{\max} を求める方法について述べてきたが、この関係を逆に用いることにより、ハブ付根部での応力集中を考慮して、 σ_m^{\max} が所定の応力値以下となるようなハブ付根部曲率半径 r を決定することができるようになり、従来十分に解明されていなかった曲率半径 r の決定基準を明らかにすることが可能となった。

3. 全面形ガスケットを用いた場合の設計公式

全面形ガスケットを用いた場合の応力計算式は、BS 5500 及び DIN に提示されているが、フランジを簡単な梁に置き換えた近似解法により導かれたものであり、その適用の安全性については更に検討を要するものと考えられる。すなわち、規格の計算式ではフランジの発生応力はボルト中心円径で最大になるという前提のもとに、この応力成分のみが与えられているだけである。そこで本節では、全面形ガスケットを用いた場合のフランジ発生応力を明らかにするために、フランジを中空円板と円筒との結合体に近似するとともに、円板の曲げによって発生するボルトより外側での接触面におけるガスケット反力を考慮した解析を行い、フランジ各部の応力計算式を導いた。またそれらの結果を有限要素法解析による結果と比較し、応力計算式の妥当性について検討した。

3.1 解析手法

検討の対象としたフランジ形状は図 3 - 11 に示すような全面座を有する一体形フランジである。なお、以下の本文並びに図中で用いられる記号の意味は次のごとくである。

- m : ガスケット係数
- b : ガスケット座の有効幅 mm
- G : $C - D - 2b$, ボルト穴の内縁より内側のガスケット反力が作用する円の直径 mm
- H_D : $\frac{P}{100} \frac{\pi}{4} B^2$, 内圧による管軸方向の力 kg

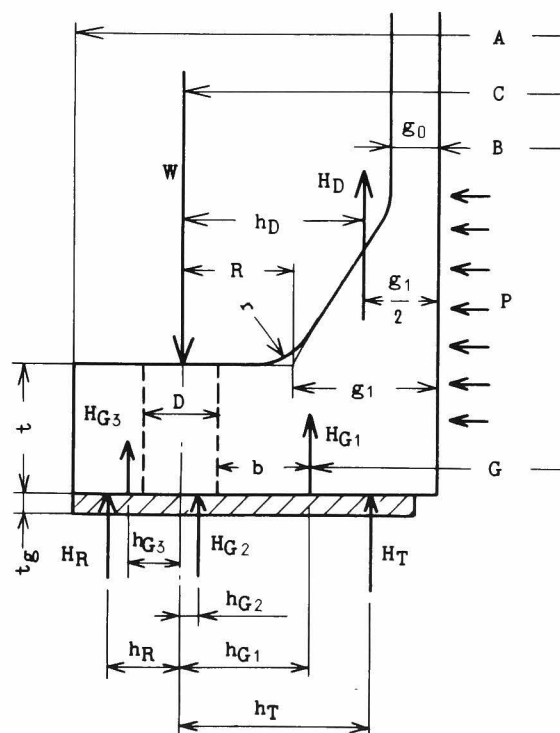


図 3 - 11. フランジ形状と荷重

H_T : $\frac{P}{100} \frac{\pi}{4} (G^2 - B^2)$, フランジ接合面に作用する内圧による管軸方向の力 kg

H_G : $H_{G1} + H_{G2} + H_{G3}$, 気密を十分に保つためにガスケットにかかる圧縮力 kg

$$H_{G1} = \frac{P}{100} 2 \pi b G m \quad kg$$

$$H_{G2} = \frac{P}{100} \frac{\pi}{4} \{ C^2 - (C - D)^2 \} m \quad kg$$

$$H_{G3} = \frac{P}{100} \frac{\pi}{4} (A^2 - C^2) m \quad kg$$

H_R : フランジリングの変形によって、ボルト中心円径より外側のガスケットから受ける反力 kg

H_R' : ボルト中心円径より外側のガスケットからの全反力 kg

h_D : $R + 0.5 g_1$, モーメントアーム mm

h_T : $(R + g_1 + h_{G1}) / 2$ mm

h_{G1} : $(C - G) / 2$ mm

h_{G2} : $D / 4$ mm

h_{G3} : $(A - C) / 4$ mm

h_R : $(A - C) / 3$ mm

P_e : $2 (H_D h_D + H_T h_T + H_{G1} h_{G1} + H_{G2} h_{G2}) / (C - B)$, 等価荷重 kg

n : ボルト本数

E : フランジのヤング率 kg/mm^2

E_g : ガスケットのヤング率 kg/mm^2

3.1.1 荷重条件

フランジの応力状態を検討するに当たり、ガスケット締付時及び内圧が作用する使用時の2つの場合を考えなければならない。それぞれの場合でのフランジに作用する荷重は、図3-12(a)における破線及び実線のごとくなる。ガスケット締付時には、ボルト締付荷重 W はボルトを中心としたフランジ接合面上に分布することから、この分布荷重によってボルト中心円径 C のまわりに発生する曲げモーメントは小さくなる。一方、使用時にはガスケット締付時と比較して、フランジに発生する曲げモーメントが大きくなるため、ここでは使用時におけるフランジ発生応力について検討を行った。

内圧が作用する使用時におけるフランジに作用する荷重には、図3-12(a)の実線で示

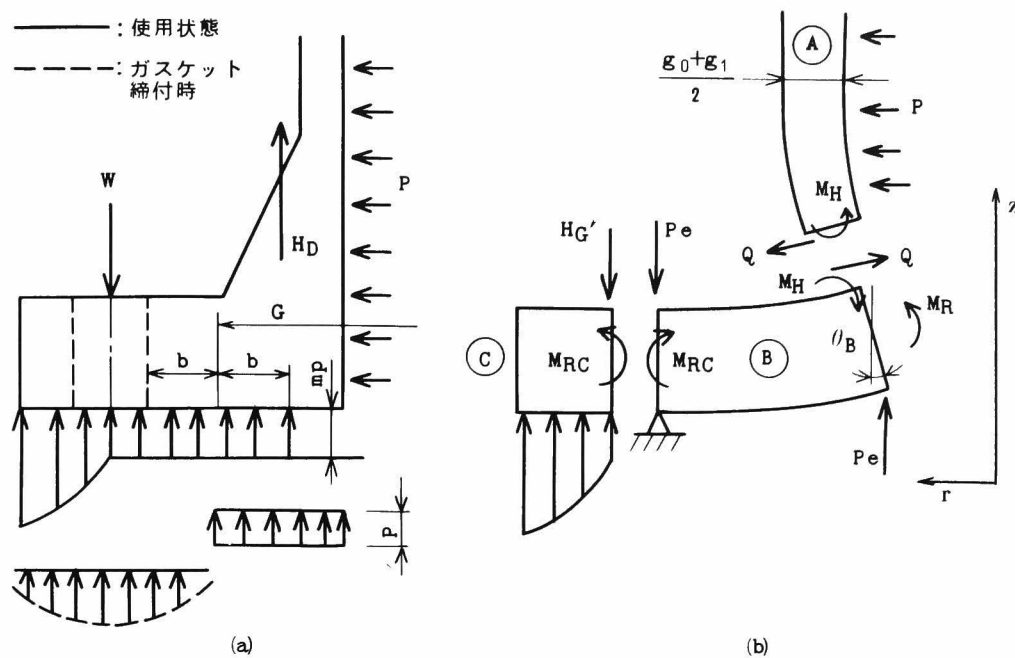


図 3 - 12. フランジに作用する荷重と形状のモデル化

すように、ボルト締付荷重 W 、内圧による管軸方向の力 H_D 、フランジ内径面及びフランジ座面に作用する内圧 p 、及びフランジ座面にガスケットから作用する応力（ガスケットが受ける圧縮応力の反作用としての応力であり、簡単のために以下では両者を特に区別せずにガスケット面圧と呼ぶ）が考えられる。これらの成分のうち、フランジ座面に作用する内圧 p とガスケット面圧については、それらの作用領域と大きさを以下の考えに基づいて決定する。

ガスケットの幅については、ASMEをはじめとする各種規格において示されているように、ボルト穴の内縁より内側のガスケットのみが漏れ防止に対して有効と考えることができる。したがって、ボルト穴の内縁より内側では、その領域でのガスケット幅の値を用いて、内圧の作用領域並びにガスケット面圧の作用領域と大きさを求めることとした。すなわち、ボルト穴の内縁より内側のガスケットのみに着目すれば、リングジョイントガスケットを用いた場合における ASME の考え方を適用することができることから、図 3 - 12 (a) に示すように、直径 G より内側では内圧 p が作用し、かつ G の中心に $2b$ の幅に内圧の m 倍のガスケット面圧が作用して漏れを防止していると考えた。

一方、ボルト中心円径 C より外側では、 C より内側に作用している荷重によるフランジ

リングの曲げ変形により，ガスケットが圧縮されその結果ガスケット面圧が増大する。
この領域ではボルト中心円径 C 上でのガスケット面圧が最も低い値を示すことになるが，
漏れの防止条件より C 上では少なくとも m_p なる面圧を保っていなければならない。以
上の条件より，ガスケット面圧については，ガスケット内径部での直径 $(G - 2b)$ の位
置からボルト中心円径 C までは漏れを防止するのに必要な面圧 m_p を保ち，かつ C より外側
ではフランジリングの変形量に対応して増大していくと考えた。

3.1.2 フランジ形状

フランジの応力を解析的に求めるには，まず解析モデルの設定を行う必要がある。た
えば ASME⁽¹⁾ では，フランジを，円筒殻，漸変断面の円筒殻及び円板に置き換えたモデ
ル化が行われている。このようなモデルは実際により近いものではあるが，解析に当たり
漸変断面の円筒殻についての数式の展開が複雑となり，簡単な応力計算式の誘導が難しい。
一方，JIS⁽³⁾ においてはハブ部と鋼管部とを一体化して，ハブ部の平均厚さを有する円筒
殻とみなした解析が行われており，得られた応力値は ASME による結果と実用上大差が
みられない⁽¹⁹⁾。そこで，ここでは JIS の考え方に従い，図 3-12(b) に示すようにハブ
部及び鋼管部を $(g_1 + g_0)/2$ の厚さの円筒殻(A)に置き換えた。

フランジリング部については，リングガスケットを用いた場合には 1 つの中空円板とし
て取扱われている^{(1)~(6)}。全面形ガスケットを用いた場合には，ボルト中心円径 C の内側に作
用する荷重は 3.1 節で述べたように直ちに求められるが， C より外側でのガスケット面圧
はガスケットの変形量に対応させて求める必要があるために， C の内側と外側ではフラン
ジリング部に作用する荷重条件が異なっている。したがって，全面形ガスケットを用い
た場合におけるリング部については，図 3-12(b) に示すように，ボルト中心円径 C で区
切られた 2 つの中空円板(B)及び(C)に置き換えるのがよいと思われる。内側の円板(B)
については，ASME の考え方に従って，ボルト中心円径 C の内側に作用する荷重によっ
て生じる曲げモーメントを用いて等価荷重 P_e を求め， P_e が円板の内・外径部に作用す
ると考えた。他方，外側の円板(C)については，リング部の変形によりガスケットが圧縮さ
れ圧縮量に応じてガスケット面圧が増大することから，ガスケットの変形量に比例してガ
スケット面圧が変化すると仮定して，弾性基盤上の円板として扱うこととした。

3.1.3 解 析

円筒殻(A)には，円板(B)との接続端面における曲げモーメント M_H とせん断力 Q が，また

面外力として内圧 p が作用する。端面での勾配を θ_B ，半径方向変位を円板③の変形を考慮して $\theta_B t/2$ とすれば、式 (3-11) 及び式 (3-12) が成立つ。⁽¹⁴⁾

$$Q = \beta M_H - \frac{(B+t_0)^2}{2 E t_0} \cdot \frac{p}{100} \beta^3 D_0 + \beta^3 D_0 t \theta_B \quad (3-11)$$

$$Q = 2 \beta M_H - 2 \beta^2 D_0 \theta_B \quad (3-12)$$

$$\text{ただし, } t_0 = \frac{g_0 + g_1}{2}, \beta = \sqrt[4]{\frac{12(1-\nu^2)}{(B+t_0)^2 t_0^2}}, \quad D_0 = \frac{E t_0^3}{12(1-\nu^2)} \quad \text{である。}$$

式 (3-11), (3-12) より Q 及び M_H を θ_B を用いて表し、円板③の内径部でのモーメントのつりあいを示す式 (3-13) に代入して θ_B を求めれば、式 (3-14) のようになる。

$$M_H + \frac{Qt}{2} = -M_R \quad (3-13)$$

$$\theta_B = \frac{-M_R + \frac{p(B+t_0)^2}{400 E} \beta^3 D_0 \frac{t}{t_0} \frac{2(1+\beta t)}{\beta t}}{(1+\beta t + \frac{\beta^2 t^2}{2}) 2 \beta D_0} \quad (3-14)$$

円板③については、支持された外径において曲げモーメント M_{RC} が作用し、また内径において曲げモーメント M_R 及び等価荷重 P_e が作用することから、内・外径における勾配 θ_B 及び θ_C はそれぞれ式 (3-15), (3-16) となる。

$$\begin{aligned} \theta_B = & -\frac{P_e B}{8 \pi D_1} \left(\frac{2 C^2}{C^2 - B^2} \frac{1}{1 - \nu} \ell_n \frac{B}{C} - \frac{1}{1 + \nu} \right) - \frac{C^2 B}{(1 - \nu^2) D_1 (C^2 - B^2)} M_{RC} \\ & + \frac{C^2 (1 + \nu) + B^2 (1 - \nu)}{(1 - \nu^2) D_1 (C^2 - B^2)} \frac{B}{2} M_R \end{aligned} \quad (3-15)$$

$$\begin{aligned} \theta_C = & -\frac{P_e C}{8 \pi D_1} \left(\frac{2 B^2}{C^2 - B^2} \frac{1}{1 - \nu} \ell_n \frac{B}{C} - \frac{1}{1 + \nu} \right) + \frac{C B^2}{(1 - \nu^2) D_1 (C^2 - B^2)} M_R \\ & - \frac{C^2 (1 - \nu) + B^2 (1 + \nu)}{(1 - \nu^2) D_1 (C^2 - B^2)} \frac{C}{2} M_{RC} \end{aligned} \quad (3-16)$$

一方円板③については，Z軸の負方向へのたわみ量 w は Kelvin 関数を用いて式 (3-17) により与えられる。⁽¹⁴⁾

$$w = C_1 \text{ber}(r/\ell) + C_2 \text{bei}(r/\ell) + C_3 \text{kei}(r/\ell) + C_4 \text{ker}(r/\ell) \quad (3-17)$$

ここで， C_1, C_2, C_3, C_4 は未定常数，また ℓ は $\sqrt[4]{D_1/k}$ ， D_1 は $E t^3/12(1-\nu^2)$ である。また k は基礎定数で，ガスケット中央断面でのフランジの上下対称性を考慮すれば $2 E_g/t_g$ となる。

したがって，円板③の内径における曲げモーメント M_{RC} 及び勾配 θ_C は，式 (3-18) 及び式 (3-19) となる。

$$\begin{aligned} & C_1 \{ \text{ber}''(C/2\ell) + 2\nu\ell/C \cdot \text{ber}'(C/2\ell) \} + \\ & C_2 \{ \text{bei}''(C/2\ell) + 2\nu\ell/C \cdot \text{bei}'(C/2\ell) \} + \\ & C_3 \{ \text{kei}''(C/2\ell) + 2\nu\ell/C \cdot \text{kei}'(C/2\ell) \} + \\ & C_4 \{ \text{ker}''(C/2\ell) + 2\nu\ell/C \cdot \text{ker}'(C/2\ell) \} = -M_{RC} \cdot \ell^2/D_1 \quad (3-18) \end{aligned}$$

$$C_1 \text{ber}'(C/2\ell) + C_2 \text{bei}'(C/2\ell) + C_3 \text{kei}'(C/2\ell) + C_4 \text{ker}'(C/2\ell) = \ell \theta_C \quad (3-19)$$

また，外径においては $M_r = 0$ 及び $Q_r = 0$ より式 (3-20)，(3-21) が得られる。

$$a_{11}C_1 + a_{12}C_2 + a_{13}C_3 + a_{14}C_4 = 0 \quad (3-20)$$

$$a_{21}C_1 + a_{22}C_2 + a_{23}C_3 + a_{24}C_4 = 0 \quad (3-21)$$

更に内径におけるガスケット面圧が $m p/100$ であることを考慮すれば，

$$w|_{r=c/2} = \frac{p}{100} \frac{m}{k}$$

となり，これより式 (3-22) が成立する。

$$a_{31}C_1 + a_{32}C_2 + a_{33}C_3 + a_{34}C_4 = b_3 \quad (3-22)$$

次に①，②及び③の各接続部における回転変位の連続条件について検討する。

式 (3-14)，(3-15) から θ_B を，また式 (3-16)，(3-19) から θ_C を消去して得られた2式より M_{RC} を求め，これを式 (3-18) に代入すれば最終的に式 (3-23) を得る。

$$a_{41}C_1 + a_{42}C_2 + a_{43}C_3 + a_{44}C_4 = b_4 \quad (3-23)$$

ここで式 (3-20)～式 (3-23) における係数 a_{ij} は次のようになる。

$$a_{11} = \text{ber}'' (\Lambda/2\ell) + 2\nu\ell/\Lambda \cdot \text{ber}' (\Lambda/2\ell),$$

$$a_{21} = \text{ber}''' (\Lambda/2\ell) + 2\ell/\Lambda \cdot \text{ber}'' (\Lambda/2\ell) - (2\ell/\Lambda)^2 \text{ber}' (\Lambda/2\ell),$$

$$a_{31} = \text{ber} (C/2\ell),$$

$$a_{41} = -\frac{2\ell}{C} \text{ber}' (C/2\ell) \times \frac{(1+\beta t + \frac{\beta^2 t^2}{2}) \beta \frac{D_0}{D_1} B (C^2+B^2) + C^2(1-\nu) - B^2(1+\nu)}{(1+\beta t + \frac{\beta^2 t^2}{2}) \beta \frac{D_0}{D_1} B (C^2-B^2) + C^2(1-\nu) + B^2(1+\nu)} \\ + \text{ber}'' (C/2\ell)$$

$j = 2 \sim 4$ の場合の a_{ij} は、上記 a_{i1} ($i = 1 \sim 4$) における ber の代りに、それぞれ bei 、 kei 、 ker を用いて表わされる。また、 b_3 、 b_4 は次のようになる。

$$b_3 = \frac{p}{100} \frac{m}{k}$$

$$- \frac{Pe}{4\pi D_1} \{ (1-\nu^2) (\frac{2B^2}{1-\nu} \ell \ln \frac{B}{C} - \frac{C^2-B^2}{1+\nu}) \\ - (1+\beta t + \frac{\beta^2 t^2}{2}) \beta \frac{D_0}{D_1} B (C^2-B^2 + 2B^2 \ell \ln \frac{B}{C}) \} \\ b_4 = \frac{- \frac{pB^2(B+t_0)^2}{200E} \beta^3 (\frac{t_0}{t})^2 \frac{2(1+\beta t)}{\beta t} \ell^2}{(1+\beta t + \frac{\beta^2 t^2}{2}) \beta \frac{D_0}{D_1} B (C^2-B^2) + C^2(1-\nu) + B^2(1+\nu)}$$

上記式 (3-20) ~ 式 (3-23) を解くことにより、未定常数 C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 が求められる。したがって、式 (3-18) より M_{RC} が、更に式 (3-16)、(3-19) を用いることにより M_R が得られる。次に M_H については、式 (3-11) ~ 式 (3-13) より式 (3-24) のように M_R を含む形で表わすことができる。また円板(B)の内径に作用する円周方向モーメント M_T は、 M_R 及び M_{RC} を用いて式 (3-25) にて与えられる。

$$M_H = \frac{-(1 + \frac{\beta t}{2}) M_R + \frac{(B+t_0)^2 \beta^3 t_0^2 t}{48(1-\nu^2)} \frac{p}{100}}{1 + \beta t + \frac{\beta^2 t^2}{2}} \quad (3-24)$$

$$M_T = \frac{2C^2 M_{RC} - (C^2 + B^2) M_R}{C^2 - B^2} - \frac{P_c}{4\pi} \left\{ (1-\nu) - \frac{2C^2}{C^2 - B^2} (1+\nu) \ell n \frac{B}{C} \right\} \quad (3-25)$$

以上の結果を用いて、フランジ各部に発生する応力を求めることができる。更に、円板③に作用するガスケット面圧の総和としての全反力 H_G' は式(3-26)にて与えられ、ボルト締付荷重 W は式(3-27)となる。

$$\begin{aligned} H_G' = & \frac{\pi C D_1}{\ell^3} \left[C_1 \left\{ \text{ber}''' \left(\frac{C}{2\ell} \right) + \frac{2\ell}{C} \text{ber}'' \left(\frac{C}{2\ell} \right) - \left(\frac{2\ell}{C} \right)^2 \text{ber}' \left(\frac{C}{2\ell} \right) \right\} \right. \\ & + C_2 \left\{ \text{bei}''' \left(\frac{C}{2\ell} \right) + \frac{2\ell}{C} \text{bei}'' \left(\frac{C}{2\ell} \right) - \left(\frac{2\ell}{C} \right)^2 \text{bei}' \left(\frac{C}{2\ell} \right) \right\} \\ & + C_3 \left\{ \text{kei}''' \left(\frac{C}{2\ell} \right) + \frac{2\ell}{C} \text{kei}'' \left(\frac{C}{2\ell} \right) - \left(\frac{2\ell}{C} \right)^2 \text{kei}' \left(\frac{C}{2\ell} \right) \right\} \\ & \left. + C_4 \left\{ \text{ker}''' \left(\frac{C}{2\ell} \right) + \frac{2\ell}{C} \text{ker}'' \left(\frac{C}{2\ell} \right) - \left(\frac{2\ell}{C} \right)^2 \text{ker}' \left(\frac{C}{2\ell} \right) \right\} \right] \quad (3-26) \end{aligned}$$

$$W = H_D + H_T + H_{G1} + H_{G2} + H_G' \quad (3-27)$$

3.2 応力計算式

3.1節で述べた解析においては、円板③を弾性基盤上の円板として取扱ったことから、Kelvin関数を含む複雑な形式の解となった。この解は数値計算によって求めることはできるが、フランジ発生応力の簡便な計算式を導くことは困難である。そこで本節では簡便な応力計算式を得ることを目的として、円板③に作用する荷重を、図3-13に示すように近似することにする。すな

わち、ガスケットの変形量に比例して発生するガスケット面圧を、ボルト中心円径での m_p なる値の一様な面圧と、内径から外径に向って零から直線的に増加する面圧とに置き換えた。ここで後者については、内・外径での平均勾

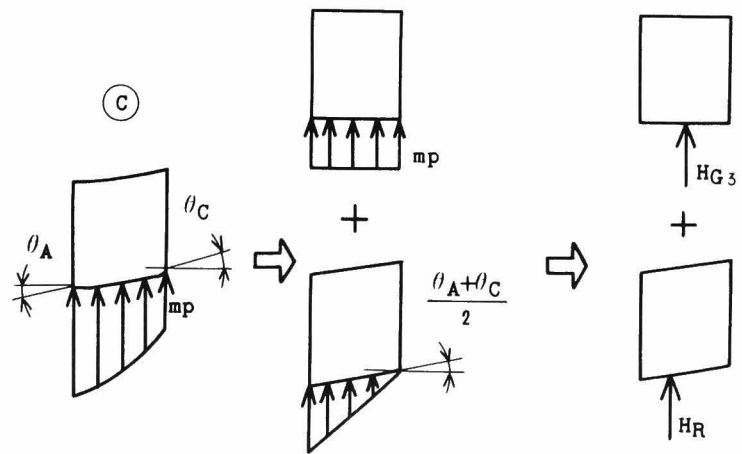


図3-13. ガスケット反力の近似

配を有する一様な変形により発生するものとした。このガスケット面圧を更に集中荷重 Π_{G3} と Π_R とに置き換えて、各面圧分布の重心に作用させた。したがって、 Π_{G3} 及び Π_R は次の2式で表示できる。

$$\Pi_{G3} = \frac{P}{400} \pi (A^2 - C^2) m \quad (3-28)$$

$$\begin{aligned} \Pi_R &= \int_{\frac{C}{2}}^{\frac{A}{2}} 2\pi r \left(r - \frac{C}{2} \right) \frac{\theta_A + \theta_C}{2} k dr \\ &= \frac{\pi k}{48} (2A^3 - 3A^2C + C^3)(\theta_A + \theta_C) \end{aligned} \quad (3-29)$$

ここで 勾配 θ_A 及び θ_C は

$$\begin{aligned} \theta_A &= \theta_C \times \frac{A^2(1-\nu) + C^2(1+\nu)}{2AC} - \frac{A^2 - C^2}{4A} \frac{M_{RC}}{D_1} - \\ &\quad \frac{H_{G3}}{16\pi D_1 A} \left\{ 2A^2 \ell_n \frac{2C}{A+C} + \left(\frac{A+C}{2} \right)^2 - C^2 \right\} - \\ &\quad \frac{H_R}{16\pi D_1 A} \left\{ 2A^2 \ell_n \frac{3C}{2A+C} + \left(\frac{2A+C}{3} \right)^2 - C^2 \right\} \end{aligned} \quad (3-30)$$

$$\begin{aligned} \theta_C &= \frac{C}{8\pi D_1 (1-\nu^2)(A^2 - C^2)} \left[4\pi M_{RC} \{ A^2(1+\nu) + C^2(1-\nu) \} + \right. \\ &\quad H_{G3} \left[2(1+\nu)A^2 \ell_n \frac{2C}{A+C} + (1-\nu) \left\{ C^2 - \left(\frac{A+C}{2} \right)^2 \right\} \right] + \\ &\quad \left. H_R \left[2(1+\nu)A^2 \ell_n \frac{3C}{2A+C} + (1-\nu) \left\{ C^2 - \left(\frac{2A+C}{3} \right)^2 \right\} \right] \right] \end{aligned} \quad (3-31)$$

接続部における回転変位の連続条件より、 \textcircled{A} と \textcircled{B} の接続部では式(3-14)、(3-15)より式(3-32)が得られる。

$$A_{11} M_R + A_{12} M_{RC} = B_1 \quad (3-32)$$

また \textcircled{B} と \textcircled{C} の接続部については、式(3-16)、(3-19)、(3-30)及び(3-31)より、 θ_A 、 θ_C 及び H_R を消去すれば式(3-33)となる。

$$A_{21} M_R + A_{22} M_{RC} = B_2 \quad (3-33)$$

上記式 (3-32), (3-33) よりモーメント M_R 及び M_{RC} を求めると,

$$M_R = \frac{A_{22} B_1 - A_{12} B_2}{A_{11} A_{22} - A_{12} A_{21}} \quad (3-34)$$

$$M_{RC} = \frac{A_{11} B_2 - A_{21} B_1}{A_{11} A_{22} - A_{12} A_{21}} \quad (3-35)$$

ここで上式の各係数は,

$$A_{11} = B \left\{ (1-\nu) B^2 + (1+\nu) C^2 \right\} + \frac{(1-\nu^2)(C^2 - B^2)}{\beta(1+\beta t + \frac{\beta^2 t^2}{2})} \left(\frac{t}{t_0}\right)^3$$

$$A_{12} = -2 C^2 B$$

$$A_{21} = 2 C B^2$$

$$A_{22} = -C \left\{ (1+\nu) B^2 + (1-\nu) C^2 \right\} - C(C^2 - B^2) \frac{C_2}{C_1}$$

$$B_1 = \frac{\beta(1+\beta t)}{1+\beta t + \frac{\beta^2 t^2}{2}} \cdot \frac{t^3 (B+t_0)^2 (C^2 - B^2)}{24 t_0} - \frac{p}{100} +$$

$$\frac{P_e}{4\pi} \left\{ 2(1+\nu) C^2 \ln \frac{B}{C} - (1-\nu)(C^2 - B^2) \right\} B$$

$$B_2 = \frac{P_e}{4\pi} \left\{ 2(1+\nu) B^2 \ln \frac{B}{C} - (1-\nu)(C^2 - B^2) \right\} C - C(C^2 - B^2) \frac{C_3}{C_1} \quad \text{II}_{G3}$$

ただし,

$$C_1 = (A+C) \left[\frac{16 t_g t^3}{2 A^2 - AC - C^2} \frac{E}{E_g} - 2 AC \ln \left(\frac{3C}{2A+C} \right) + (1-\nu) \left\{ \left(\frac{2A+C}{3} \right)^2 - C^2 \right\} \right]$$

$$C_2 = 16 t_g t^3 \cdot \frac{(1+\nu) A^2 + (1-\nu) C^2}{2 A^3 - 3 A^2 C + C^3} \frac{E}{E_g} + (1-\nu^2) A \left\{ 2 C^2 \ln \left(\frac{3C}{2A+C} \right) + \left(\frac{2A+C}{3} \right)^2 - C^2 \right\}$$

$$C_3 = \frac{1-\nu^2}{2\pi} \left[A \left\{ \left(\frac{A+C}{2} \right)^2 - C^2 \right\} \ln \left(\frac{3C}{2A+C} \right) - \left\{ \left(\frac{2A+C}{3} \right)^2 - C^2 \right\} \ln \left(\frac{2C}{A+C} \right) \right]$$

$$- \frac{8 t_g t^3}{2 A^3 - 3 A^2 C + C^3} \cdot \frac{E}{E_g} \cdot \left[2(1+\nu) A^2 \ln \left(\frac{2C}{A+C} \right) - (1-\nu) \left\{ \left(\frac{A+C}{2} \right)^2 - C^2 \right\} \right]$$

また M_H 、 M_T については 3.2 節と同じく式 (3-24)、(3-25) にて与えられる。更に式 (3-29) におけるガスケットの反力 H_R は次のようになる。

$$H_R = \frac{\frac{4\pi(A^2 - C^2)(C_2 M_{RC} - C_3 H_{G3})}{C_1} - 4\pi\{A^2(1+\nu) + C^2(1-\nu)\}M_{RC} - [2(1+\nu)A^2 \ln\left(\frac{2C}{A+C}\right) + (1-\nu)\{C^2 - \left(\frac{A+C}{2}\right)^2\}]}{2(1+\nu)A^2 \ln\left(\frac{3C}{2A+C}\right) + (1-\nu)\{C^2 - \left(\frac{2A+C}{3}\right)^2\}} H_{G3}$$

以上の結果よりフランジ各部の応力計算式を求めると、

- (1) ハブの軸方向応力 $\sigma_H = \frac{6}{g_1^2} M_H + \frac{B^2}{(B+2g_1)^2 - B^2} \frac{P}{100}$
- (2) フランジの半径方向応力 $\sigma_R = -\frac{6}{t^2} M_R$
- (3) ハブの円周方向応力 $\sigma_T = \nu \sigma_H + \left(\frac{B}{g_0 + g_1} + 0.5\right) \frac{P}{100}$
- (4) フランジの円周方向応力 $\sigma_T' = -\frac{6}{t^2} M_T$
- (5) ボルト中心円径での半径方向応力 $\sigma_R' = \frac{6}{t^2} M_{RC} \cdot \frac{\pi C}{\pi C - nD}$

となる。なお上記の応力計算式の誘導において、 M_H による軸方向応力の算出についてはハブ付根部厚さ $g_1^{(3)}$ を用い、また $\sigma_R'^{(27)}$ の算出についてはボルト穴によるボルト中心円径での周長の減少を考慮した。

3.3 解析結果及び考察

3.3.1 解析条件

ここでは JIS B 2212 に定められた 10 気圧鋳鉄管一体形フランジについて計算を行う。対象としたフランジの各部寸法を表 3-4 に示した。またガスケットとしては厚さ 1.5 mm の石綿ジョイントシートの全面形ガスケットを用い、ガスケット係数 m は ASME 及び JIS に示されている 2.75 を採用した。石綿ジョイントシートの圧縮応力-ひずみ関係は図 3-14 にみられるような非線形性を示し、かつ温度依存性を有して

いる。一方、使用時のガスケット面圧は漏れ防止条件より、 $m p = 27.5 \text{ kg/cm}^2$ 以上の値を保つ必要がある。したがって、圧縮応力が 27.5 kg/cm^2 近傍での代表的なヤング率を求めると 10 kg/mm^2 が得られ、これを石綿ジョイントシートのヤング率 E_g として用いることとした。また鑄鉄のヤング率 E としては 10000 kg/mm^2 を用いた。

表 3 - 4. フ ラ ン ジ の 各 部 寸 法

呼び径	管内径 B mm	管 厚 g_0 mm	ハブ付根 部厚さ g_1 mm	フランジ の外径 A mm	ボルト 中心円径 C mm	フランジ の厚さ t mm	曲率半径 r mm	ガスケット 厚さ t_g mm	ボルト穴		ハブ 勾配 $\tan \theta$
									数 n	径 D mm	
80	80	12	16	185	150	22	6	1.5	8	19	1/2.5
200	200	15	19	330	290	26	6	1.5	12	23	1/2.5
1000	980	29	45	1235	1160	58	12	1.5	28	39	1/2.5

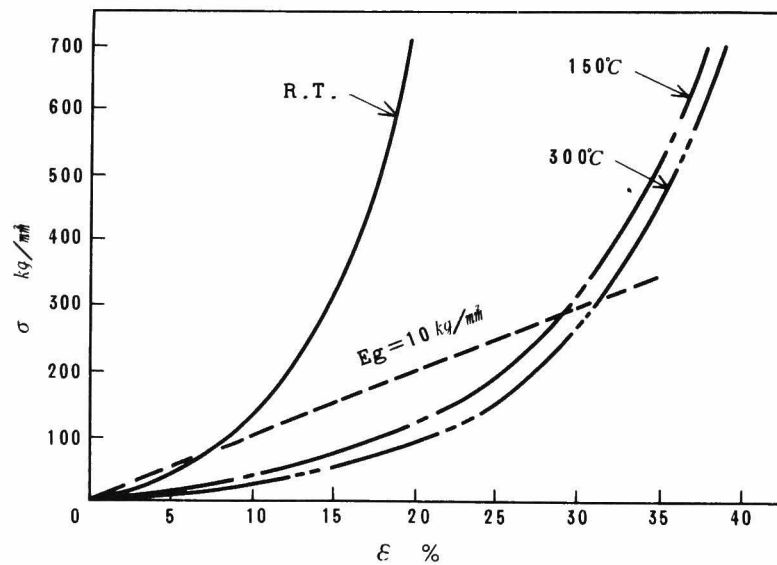


図 3 - 14. 石綿ジョイントシートの圧縮特性

3.3.2 厳密式と近似式との比較

3.1 節での厳密式及び 3.2 節での近似式によって得られたフランジ各部の発生応力並びにボルト締付荷重を表 3 - 5 に示した。同表より両者の値は各応力成分について非常によく一致していることがわかり、近似式を用いて計算を行っても実用上全く問題のないことが明らかになった。

表 3-5. フランジ各部の発生応力

kg/mm²

	呼び径	ハブの 軸方向応力 σ_H	フランジの 半径方向応力 σ_R	ハブの 周方向応力 σ_T	フランジの 周方向応力 σ_T'	ボルト中心径 での 半径方向応力 σ_R'	ボルト 荷重 W ton
厳密式	80	1.65	1.37	0.80	1.02	1.05	6.7
	200	3.22	2.26	1.53	1.50	1.20	19.1
	1000	4.15	2.70	2.46	1.77	1.64	240.1
近似式	80	1.67	1.38	0.80	1.03	1.03	6.7
	200	3.23	2.27	1.53	1.51	1.19	19.1
	1000	4.15	2.71	2.46	1.78	1.63	240.2
FEM	80	1.52		0.89		0.74	厳密式 での値 を使用
	200	2.93		1.76		0.95	
	1000	4.53		2.25		1.38	

3.3.3 規格の応力計算式との比較

表 3-5 の結果より、フランジの発生応力としてはハブ付根での軸方向応力 σ_H が最大となることがわかった。一方、BS 5500 及び DIN においては、ボルト中心円径での半径方向応力 σ_R' が最大応力成分と考えられ、この応力計算式が定められている。

表 3-6 には各規格の応力計算式によって得られた σ_R' を示したが、表 3-5 での値とは大きく異なっていることがわかる。

以上のことから、従来規格において最大応力成分と考えられてきたボルト中心円径での半径方向応力は、実際には比較的小さく、ハブ付根での軸方向応力 σ_H を最大応力成分として正しく評価する必要のあることが明らかになった。

表 3-6. 規格の応力計算式による結果

kg/mm²

規格	呼び径	ボルト中心円径での 半径方向応力 σ_R'
BS 5500	80	1.55
	200	2.79
	1000	4.54
DIN	80	1.90
	200	3.37
	1000	5.01

3.3.4 有限要素法解析との比較

厳密式及び近似式による結果の妥当性を検討するために、有限要素法を用いて応力解析を行った。ボルト締付荷重 W としては厳密式により得られた値を用い、かつ内圧が作用する場合について解析した。具体的な解析手法については第1編第1章で既に述べたが、3.1及び3.2節での結果との比較という点から、解析条件をできるだけ同じにした。すなわち、フランジをボルト穴のない軸対称形とし、ボルト締付荷重はボルト中心円径上に作用する軸対称集中線荷重とした。なおフランジとガスケットとの接合面への内圧の浸透領域については、ガスケット面圧が内圧以上の領域には内圧が浸透しないとして、繰返し計算により決定した。

得られた結果の一例として、呼び径 1000 について外表面における応力分布を図 3-15 中の実線にて示した。フランジ外表面における応力成分は子午線方向応力 σ_m と円周方向応力 σ_t の 2 成分であり、特に σ_m はハブ付根部において応力集中の影響を受けて

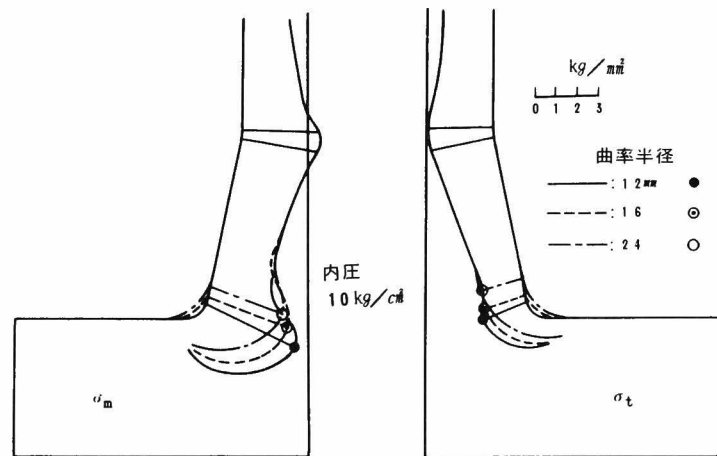


図 3-15. フランジの応力分布（呼び径 1000）

最大になっていることがわかる。このハブ付根部での σ_m の最大値は上述の応力計算式による σ_H あるいは σ_R に対応する値と考えられることから、これを表 3-5 中に示した。また、ハブ付根部での円周方向応力 σ_t 及びボルト中心円径での半径方向応力 σ_R' についても併記した。同表より、有限要素法による結果は各応力成分について、厳密式及び近似式による結果と比較的よく一致していることがわかる。以上のことから、3.1 及び 3.2 節における解析手法によりフランジ各部の発生応力を評価することができ、かつ 3.2 節で求めた応力計算式が十分実用に供し得ることがわかった。

3.3.5 ハブ付根部での応力集中

図 3-15 における結果より明らかなように、ハブ付根部には応力集中が発生しているが、応力計算式においては応力集中の割合を評価することはできない。そこでハブ付根

部での曲率半径 r の影響を明らかにし、これを補正係数として用いることにより更に応力計算式の精度を向上させることを試みた。

曲率半径 r が 16 及び 24 mm の場合の結果を、図 3-15 における破線及び一点鎖線にて併記したが、 r が増大するにつれて応力集中は低下し、最大発生応力が減少することがわかる。リングガasketを用いた場合

における曲率半径の影響については2節で検討を行い、 $(g_1 - g_0)/r$ により応力集中の大きさを評価できることを明らかにした。これと同様に、 $(g_1 - g_0)/r$ と σ_m/σ_H との関係を整理すると表 3-7 の関係が得られ、 $(g_1 - g_0)/r$ が同一の場合には σ_m/σ_H がフランジ呼び径によらず等しいこと、及び σ_m/σ_H は $(g_1 - g_0)/r$ にほぼ比例して変化することが確かめられた。

表 3-7. 曲率半径と発生応力

呼び径 (曲率半径)	$\frac{g_1 - g_0}{r}$	$\frac{\sigma_m}{\sigma_H}$
80 (6)	2/3	0.91
200 (6)	2/3	0.91
1000 (12)	4/3	1.08
1000 (16)	3/3	0.99
1000 (24)	2/3	0.91

3.3.6 ガasketが発生応力に及ぼす影響

表 3-4 のフランジについて、石綿ジョイントシートガasketのガasket係数及びヤング率を一定として、ガasketの厚さがフランジ発生応力に及ぼす影響を検討した。近似式を用いて得られたフランジ各部の発生応力を表 3-8 に示したが、ボルト中心径での半径方向応力 σ_R' 以外の応力はすべて、ガasketの厚さの増加につれて応力値が増大している。これは、ガasketの厚さが増大すると基礎定数 k が小さくなってガasketが変形しやすくなり、その結果としてフランジ全体の変形も大きくなるためである。

次に、ガasketとしてゴムを用いた場合におけるフランジ各部の発生応力を近似式によって求めた結果を表 3-9 に示す。ここでゴムのガasket係数 m は ASME 及び JIS に示された 1.0 とし、ヤング率としては石綿ジョイントシートの場合と同じく代表値としての 0.5 kg/mm^2 を用いた。ボルト荷重 W は表 3-5 での石綿ジョイントシートを用いた場合の結果と比較して小さい値となっている。これはガasket係数 m が小さいことから、気密を十分に保つためにガasketに加える圧縮力 H_G が小さくてすみ、かつヤング率が小さいために、リングの変形により生じるボルト中心円径より外側のガasketからの反力 H_R が小さくなるためである。一方、フランジの発生応力については、表 3-5 での石綿ジョイントシートを用いた場合の結果との差異が比較的小さいことが明

らかになった。これは、ゴムにおいてはガスケット係数が小さくなるとともにヤング率も低下するために、 Π_G のみならず Π_R も小さくなり、その結果として Π_G と Π_R によりボルト中心円径まわりに発生する曲げモーメントが大きく変化しないためと考えられる。

表 3-8. ガスケット厚さと発生応力

(石綿ジョイントシート)

kg/mm²

ガスケット 厚さ t_g mm	呼び径	ハブの 軸方向応力 σ_H	フランジの 半径方向応力 σ_R	ハブの 周方向応力 σ_T	フランジの 周方向応力 σ_T'	ボルト中心径 での 半径方向応力 σ_R'	ボルト 荷重 W ton
3.0	80	1.7 0	1.4 1	0.8 1	1.0 5	0.9 9	6.6
	200	3.3 7	2.3 9	1.5 8	1.5 7	1.0 5	1 8.3
	1000	4.5 7	3.0 4	2.5 9	1.9 5	1.1 8	2 1 3.8
0.7 5	80	1.6 0	1.3 2	0.7 9	1.0 0	1.1 0	6.9
	200	2.9 9	2.0 8	1.4 6	1.4 0	1.4 3	2 0.5
	1000	3.5 4	2.2 2	2.2 8	1.5 2	2.2 8	2 7 8.5

表 3-9. ガスケット材質と発生応力

(ゴムガスケット, 厚さ 1.5 mm)

kg/mm²

呼び径	ハブの 軸方向応力 σ_H	フランジの 半径方向応力 σ_R	ハブの 周方向応力 σ_T	フランジの 周方向応力 σ_T'	ボルト中心径 での 半径方向応力 σ_R'	ボルト 荷重 W ton
80	1.2 9	1.0 3	0.6 9	0.8 1	0.4 0	3.0
200	2.9 5	2.0 5	1.4 5	1.3 8	0.4 1	9.4
1000	4.8 6	3.2 7	2.6 8	2.0 8	0.3 4	1 2 8.6

4. 結 言

フランジの強度検討上では、ハブ付根部における子午線方向応力が重要であるが、従来の規格の応力計算式においては評価できないことから、子午線方向応力の最大値を簡便に求めることのできる方法について検討を行った。得られた結果をまとめると次のようになる。

- (1) リングガasketを用いた場合には、ASMEの応力計算式を用いて得られる軸方向応力 σ_z に補正係数 $\bar{\alpha}$ を乗じることにより、最大子午線方向応力 σ_m^{\max} を算出することのできる計算式が得られた。

$$\sigma_m^{\max} = \bar{\alpha} \times \frac{\sigma_z + \sigma_z'}{\cos \theta}$$

$$\text{ただし, } \bar{\alpha} = -0.0284 \times \left(\frac{g_1 - g_0}{r} \right)^2 + 0.3815 \times \left(\frac{g_1 - g_0}{r} \right) + 0.644$$

- (2) 全面形ガasketを用いた場合における、フランジ発生応力を求める計算式を導いた。

従来の規格の計算式では、最大応力成分はボルト中心円径での半径方向に生じるとされていたが、この応力成分は比較的小さく、ハブ付根の外表面における子午線方向応力が最大になることが明らかになった。

第 2 編

漏れに対するガスケットの効果に関する研究

第 1 章 ガスケット面圧の分布

1. 緒 言

フランジの設計においては、第 1 編で述べた強度面からのフランジ発生応力についての検討とともに、機能面から内部流体の漏れ防止についての検討が必要である。内部流体の漏れを防止する方法としては一般にガスケットをフランジ間に装着して、ボルトにより締付荷重を与えることにより、フランジとガスケットとの接合面に漏れ防止に必要な圧縮応力を作用させている。このガスケット面圧の大きさは、内部流体の漏れと密接な関係にあるために、フランジ設計上で重要な因子であるが、フランジ発生応力に比べてその測定及び解析が難しいこともあり、面圧分布についての検討結果は比較的少ない。^{(19)(56)(64)～(66)}そこで、本章ではガスケット面圧を有限要素法を用いて解析する手法を示し、面圧分布を明らかにした。すなわち、ボルト締付時及び内圧作用時のガスケット面圧を求めるとともに、フランジ形状、締付ボルト本数及びガスケットの種類が、ガスケット面圧に及ぼす影響について検討を行った。

2. 面圧分布解析法

第 1 編第 1 章でフランジ各部に生じる応力分布を検討したときと同じく、フランジ形状及びボルト締付荷重を軸対称として、有限要素法によりガスケットに発生する応力分布を解析した。ガスケット

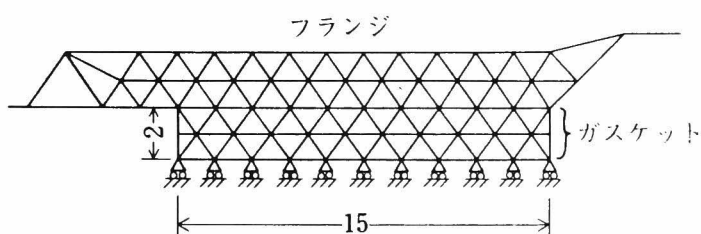


図 1-1. ガスケット近傍の要素分割図

ト近傍での要素分割の一例を図 1-1

に示したが、要素としては一定ひずみ三角形リング要素を用い、境界条件としては、フランジの対称性より、ガスケットの厚さの中央面において軸方向変位を拘束するが、半径方向変位は自由とした。また、荷重条件としても第 1 編第 1 章と同様に次の 2 つの場合について検討を行った。

- (1) ボルト締付荷重のみが作用している場合（フランジの組立状態）
- (2) フランジがボルトで締結され、かつ内圧が作用している場合（フランジの使用状態）

(1)の場合については、フランジとガスケットとが密着して一体であるとして計算を行い、

フランジ座面に面したガスケット要素の管軸方向応力 σ_z をもって、ガスケット面圧とした。

(2)の場合には、フランジとガスケットとの接合面に内部流体が浸透して、ガスケットの有効領域が減少することを境界条件として考慮しなければならない。この内部流体の浸透領域決定に対する考え方は、第1編第1章にて詳細に述べたとおりであるが、ガスケット接合面における面圧が内圧 p 以上の領域においては、フランジとガスケットとは密着しているが、それ以外の領域には内部流体が浸透して、フランジ座面及びガスケット表面に内圧 p が作用するとして解析を行った。このようにして内部流体の浸透領域が求められると、外力としてボルト締付荷重 W 、内圧による管軸方向の力 H_D 、及びフランジ内面に内圧 p が作用している場合の解として、ガスケット面圧分布を得ることができる。

更に、実際のフランジにおいては有限個のボルトにより締結が行われているために、ちょうどボルトの存在する断面においては高いガスケット面圧が得られるが、ボルトとボルトの間位置においては、逆に面圧が低下することになる。ガスケット面圧の低下は内部流体の漏れにつながるので、面圧はガスケット円周上においてできるだけ均一に分布することが望ましい。しかしフランジを締結する作業性からみれば、ボルト本数は少ないほうが好ましく、これらの相反する条件の中で適当な締付ボルト本数を見出すために、ボルト本数によりガスケット面圧が変化する様子について検討を行った。解析手法としては第1編第1章で述べた方法と全く同じであり、1本のボルトにより締結された場合のガスケット面圧を求め、次に重ね合わせの原理を適用することにより、任意の本数のボルトにより締結された場合の面圧分布を明らかにした。

3. ガスケット面圧分布

「100kg/c ϕ 鋼製管フランジの基本寸法、日本工業規格⁽⁶⁷⁾案」において定められた呼び径300について、ボルト締付時及び内圧作用時の面圧分布を検討した。

3.1 ボルト締付時の面圧分布

ボルト締付荷重 $W=161.9\text{ ton}$ のみが作用する場合のガスケット面圧分布を図1-2における実線にて示した。ガスケット面圧は幅方向には一様でなく、内径から外径に向って増大している。これはボルトより内側にガスケットを装着していることから、ボルト締付荷重により生じる曲げモーメントによってフランジリング部が変形し、その結果ガスケット外径部における圧縮変形量が大きくなってガスケット面圧が増大するものと考えられる。

次にガスケット面圧がハブ勾配及びハブ付根部の曲率半径によりいかに変化するかについて検討した。

曲率半径の影響については、 $r = 20, 30, 40\text{ mm}$ の3種類の場合について計算したが、ガスケット面圧に及ぼす影響は全くみられなかった。またハブ勾配については、規格値の $1/2.5$ のほかに $1/1.25, 1/5.0$ の場合について計算した結果を図1-2に破線並びに一点鎖線で示した。これより、ハブ勾配が小になると、ガスケット面圧はガスケット内径部で大きくなる反面、ガスケット外径部では

小さくなることがわかる。これはここではハブ付根部直径 d_2 を一定にしているために、ハブ勾配が小さくなるとハブ部全体の剛性が大きくなり、その結果として曲げモーメントによるフランジリング部の回転角が小さくなるためである。したがって、ハブ勾配が小さくなることにより、ガスケット面圧は幅方向で一様分布に近くなるが、絶対値でみればその影響はわずかであることがわかった。

3.2 内圧作用時の面圧分布

呼び径 300 のフランジにボルト締付荷重 $W = 161.9\text{ ton}$ 及び内圧 100 kg/cm^2 が作用した場合に生じるガスケット面圧を図1-3において実線で示した。内部流体の浸透領域は、ガスケット面圧とを比較して、面圧が内圧以上の圧縮応力となる領域には流体が浸透しないという条件を満足するように繰返し計算を行って決定した。また図1-4はガスケット近傍におけるフランジ及びガスケットの変形状態を示したもので、

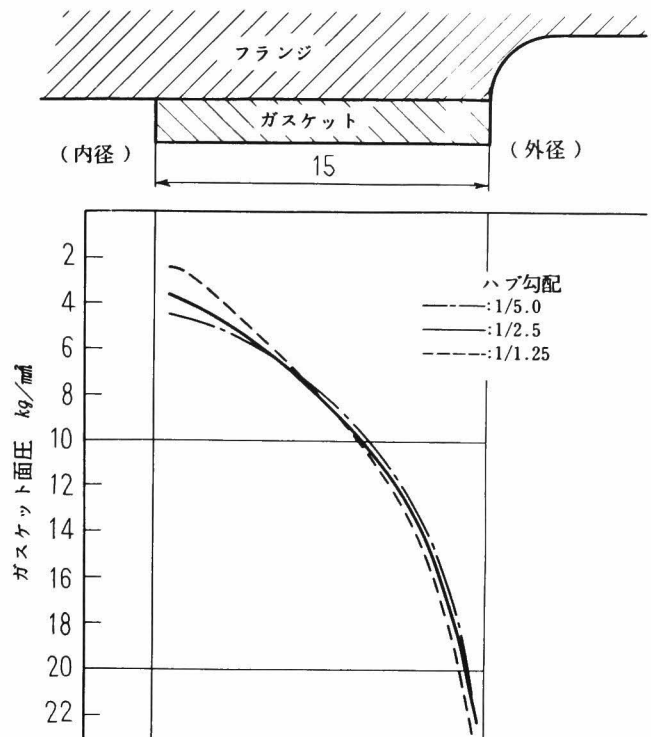
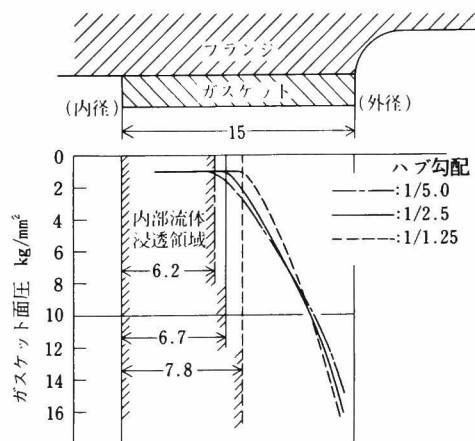


図1-2. ボルト締付時の面圧分布



	JIS	ASME	DIN
浸透領域	5 mm	8.1 mm	7.5 mm

図1-3. 内部流体の浸透領域とガスケット面圧

フランジ接合面が曲げモーメントにより回転するために、ガスケットとフランジとの間に一部間隙を生じることがわかる。

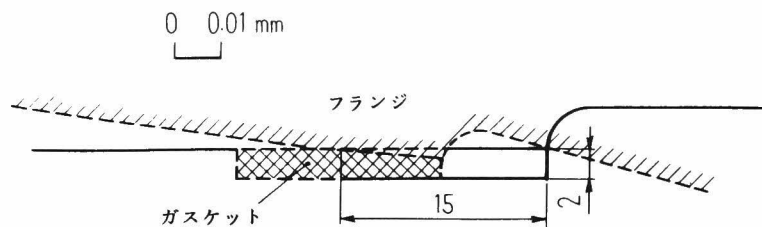


図 1-4. ガスケット近傍の変位

そしてこの間隙には当然のこと

ながら内部流体が浸透し、内圧が接合面に作用している。

図 1-3 のガスケット面圧分布において、規格形状のハブ勾配 $1/2.5$ の場合のほかに、ハブ勾配 $1/1.25$ の場合を破線で、 $1/5.0$ の場合を一点鎖線により示した。ハブ勾配が小さい場合にはその剛性が大きいため、前記のごとく曲げモーメントによるリング部の回転角が小さくなり、その結果内部流体の浸透領域も減少する。逆にハブ勾配が大きくなると、内部流体の浸透領域も増大することとなる。

一方、規格の計算式においては内部流体の浸透領域を、JISでは $N/3$ 、ASME、BSでは $(N-b)$ 、DINでは $N/2$ で与えている。これらの規格による値は図 1-3 中に表で示されているとおりで、有限要素法による解析結果と比較すると内部流体の浸透領域はJISでは小さめに、その他では大きめに評価していることが明らかになった。

次に第 1 編第 1 章で述べたように、ボルトの大きさ及びボルト穴の剛性を考慮した場合におけるガスケット面圧について検討した。解析条件として、

- (i) ボルト締付荷重をボルト中心円径上に作用する線荷重とする。
- (ii) ボルト締付荷重をナット対辺寸法の幅に等分布した荷重とする。
- (iii) ボルト穴部の剛性を低下させ、かつボルト締付荷重は(ii)と同じとする。

の 3 種類を考え、(i)及び(iii)の場合に得られたガスケット面圧分布を図 1-5 に示した。なお(ii)の場合の結果は(i)と(iii)の間の値となったがここでは省略した。同図中には内圧の浸透領域を併記したが、解析条件が(i)から(ii)更には(iii)になるにつれて、フランジプレートの回転角が増大するために、浸透領域も順次大きくなっている。条件(iii)の場合が実際の状態に最も近いと考えられるが、内圧の浸透領域の差異は(i)との場合で約 10%程度であり、かつ面圧の大きさについてはほとんど差異がみられないことを考慮して、ここではフランジ発生応力を検討した場合と同じく、条件(i)に基づいてガスケット面圧の検討を行うこととした。

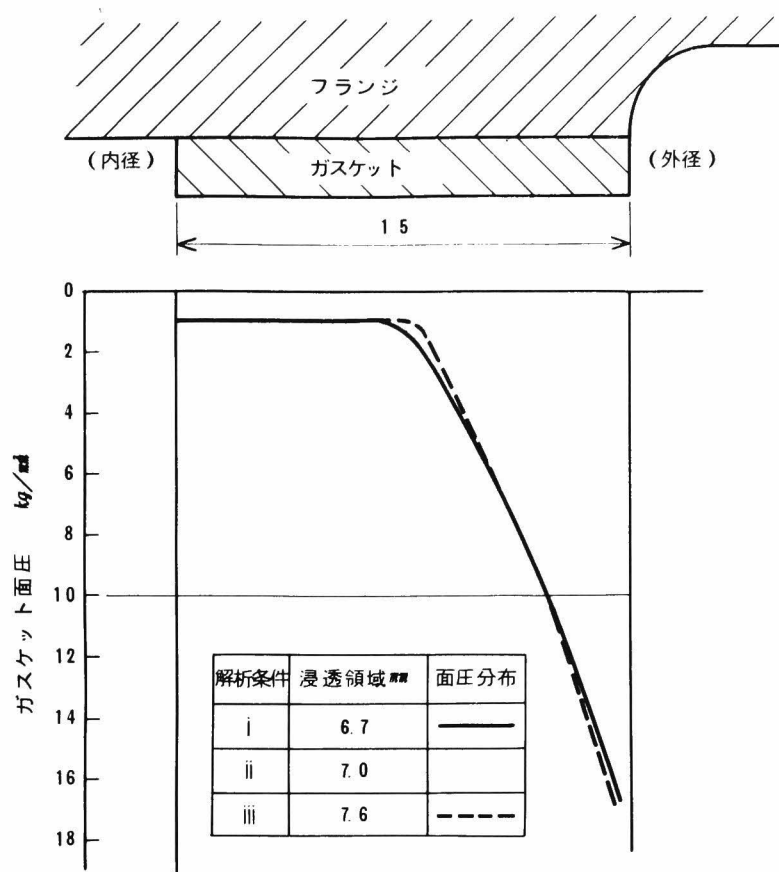


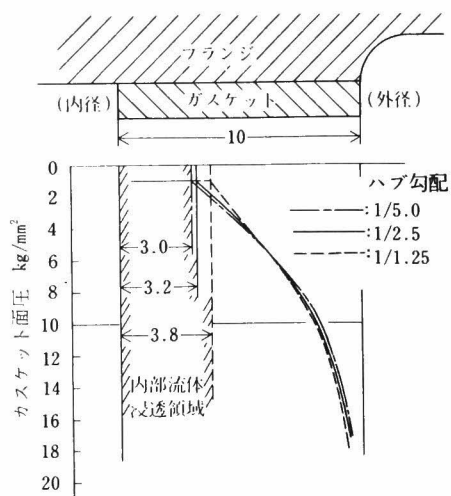
図 1 - 5. 解析条件とガスケット面圧

4. ガスケット面圧に及ぼす諸因子の影響

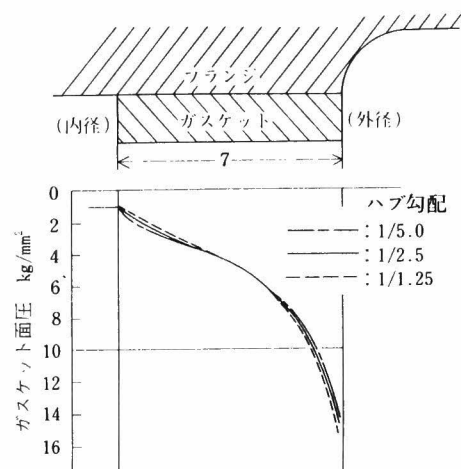
3節では1形状のフランジについてのガスケット面圧を解析したが、本節では各種フランジ形状について検討を行うとともに、締付ボルト本数及びガスケット材質の影響を明らかにした。

4.1 フランジ形状の影響

呼び径300のほかに第1編第3章と同じく、呼び径80, 32の場合についてガスケット面圧を求め、得られた結果を図1-6及び図1-7に示した。内部流体の浸透領域は呼び径300ではガスケット幅のおよそ $\frac{1}{2}$ であったが、呼び径80では減少して約 $\frac{1}{3}$ となり、更に呼び径が小さくなった32の場合においては、ガスケット内径部においても内径 p 以上のガスケット面圧が得られていることが明らかになった。このように呼び径が小さくなるにつれて、内部流体の浸透領域は減少していくが、これは図1-8に示したガスケット近傍の変形よりわかるように、フランジのガスケット座面の傾きが、呼び径が減少するにつれて小さくなるためと考えられる。



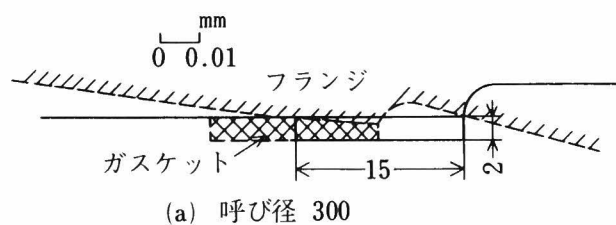
	ASME	JIS	DIN
浸透領域	5 mm	3.3 mm	3.5 mm



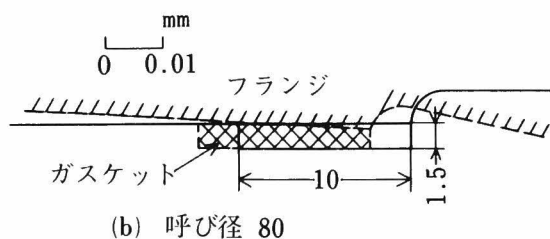
	ASME	JIS	DIN
浸透領域	3.5 mm	2.3 mm	3.5 mm

図 1 - 6. 内部流体の浸透領域とガスケット
面圧（呼び径 80）

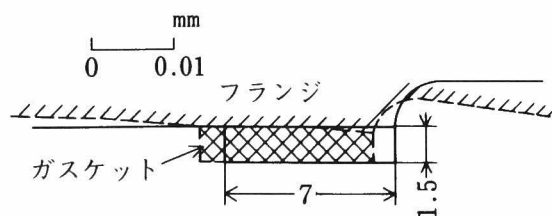
図 1 - 7. 内部流体の浸透領域とガスケット
面圧（呼び径 32）



(a) 呼び径 300



(b) 呼び径 80



(c) 呼び径 32

図 1 - 8. ガスケット近傍の変位

今までの検討は、リングガスケットを用いたフランジにおけるガスケット面圧分布であったが、次に全面形ガスケットを用いたフランジについて、ガスケット面圧分布を明らかにした。すなわち第1編第3章第3節で解析した3種類のフランジにおけるガスケット面圧を図1-9中の実線で表示した。呼び径が小さい場合には内圧の浸透領域は小さいが、呼び径が大きくなるにつれて浸透領域は増大し、呼び径1000においてはボルト穴の内縁にまで達していることがわかる。これは呼び径が大きくなるにつれてフランジリング部の曲げ変形が大きくなるためであり、ガスケット面圧は外径部にかけて大きな値を示している。なお呼び径1000ではフランジ発生応力も表3-5にみられるように大きいため、強度面及び耐漏れ面からフランジリング部の板厚の増加が必要と思われる。一方図1-9中には第1編第3章第3節での厳密式によって得られた結果を一点鎖線で示した。ボルト中心円径より内側ではASMEでの仮定に基づいてmpなる面圧を示すが、

外径側ではガスケットの圧縮変形量に比例して増加する面圧分布を示し、全体的には有限要素法による面圧分布とよい一致を示しているといえる。なお、同じく第1編第3章第3節での近似式によるガスケット面圧は厳密式による結果と比べて、差異の大きくなるフランジ外径部において1%以内の差しかみられず、近似式が実用上十分に適用できることがわかった。

4.2 締付ボルトの影響

ガスケット面圧はフランジ発生応力と同様に、ボルトの存在する断面において最大に、ボ

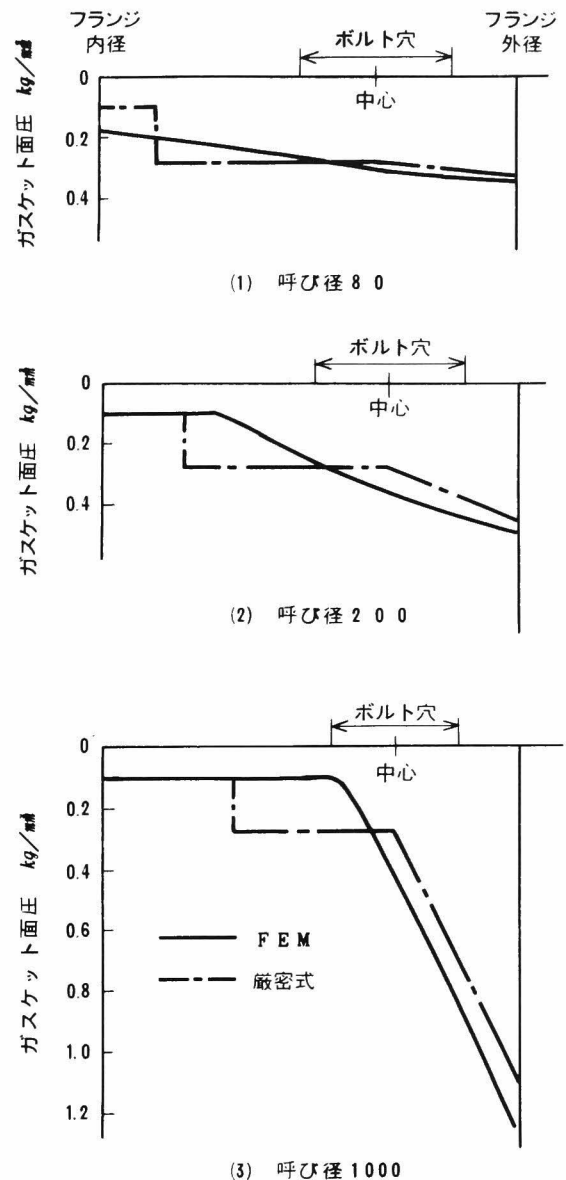


図1-9 全面形ガスケットにおける面圧分布

ルトとボルトの中間位置において最小となると考えられるが、 100 kg/cm^2 用呼び径 300 のフランジについて、ボルト締付荷重 $W=161.9\text{ ton}$ が作用したときに、ガスケット面圧が円周方向で変化する様子を検討した。

図 1-10 には、ガスケットの内径位置及び外径位置におけるガスケット面圧がボルト本数によって円周方向で変化する様子を示したが、内、外径でのガスケット面圧はともにボルトの存在する断面において最大となることがわかった。そこで、ボルトの存在する断面におけるガスケット面圧を実線で、ボルトとボルトの中間位置におけるガスケット面圧を破線で表わし、ボルト本数との関係を求めると

図 1-11 のようになる。なお同図では、ガスケット内径位置での面圧を黒丸で、ガスケット外径位置における面圧を白丸で表わしている。同図よりボルト本数が少ない場合には、ボルトの存在する断面におけるガスケット面圧と、ボルトとボルトの中間位置におけるガスケット面圧との差は大きい。が、ボルト本数が増すにつれて両者の差は小さくなり、12 本以上になるとその差はなくなってほぼ均一な締付状態となり、規格において定められたボルト本数 16 本のもとにおいては、十分均一な締付状態を得ることができるとわかった。

更に、呼び径 80 及び 32 の場合についても、ガスケット内、外径位置における面圧がボルト本数とともに変化する様子を図 1-12 に示したが、呼び径 300 と同様な結果が得られ、ほ

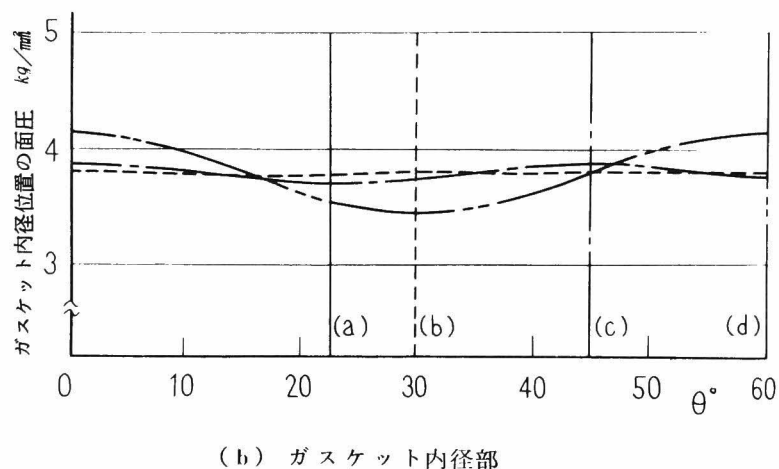
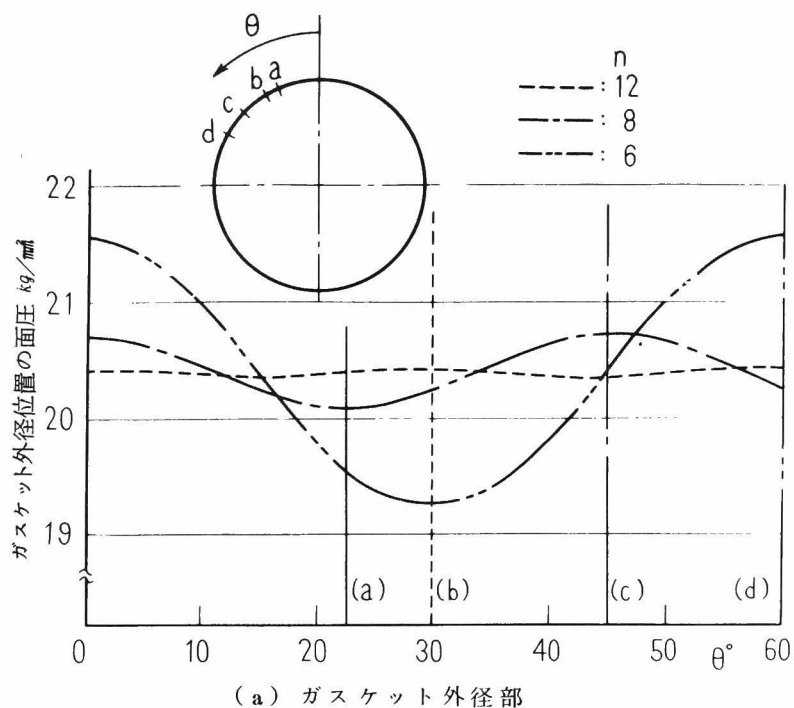


図 1-10. 締付ボルト本数と円周方向でのガスケット面圧分布
(呼び径 300)

ば一様なガスケット面圧を得るために必要な最小のボルト本数は、呼び径 80 では 8 本、呼び径 32 では 6 本であることが明らかになった。

次に締付ボルト本数のばらつきがガスケット面圧に及ぼす影響について検討した。図 1-13 には呼び径 300 のフランジについて、1 本のボルトに加えられた荷重によってガスケット内径部及び外径部に発生するガスケット面圧が、円周方向で変化する様子を示した。ボルト締付位置では高い面圧が得られるが、この位置より遠ざかるにつれて面圧は減少していく。全ボルト締付荷重が一定であるために、ボルト本数の少ない場合には、1 本のボルト当たりの荷重が増加し、ガスケット締付位置での面圧は大きくなる。したがって、ボルト荷重にばらつきがあって所定より少ない荷重が作用していたり、はなはだしくはボルトが欠落している場合には、その位置でのガスケット面圧は著しく低下し、内部流体の漏れにつながることを考えられる。すなわち、図 1-13 より、ボルト本数が 16 あるいは 12 本と多い場合には、たとえ 1 本のボルトが欠落しても、ガスケット面圧は正の値を保っているが、ボルト本数が少なくなって 8 本あるいは 6 本となると、1 本のボルトが欠落すればガスケット面圧は負の値を示すことになるために、内部流体は直ちに漏えいすると考えられる。現実にも、ボルト本数を減少させたために、漏れが生じて事故につながった例があり⁽³⁵⁾、漏れ防止に対してはボルト本数を増加するとともに、各ボルトでの締付荷重にばらつきを生じさせないことが要求される。

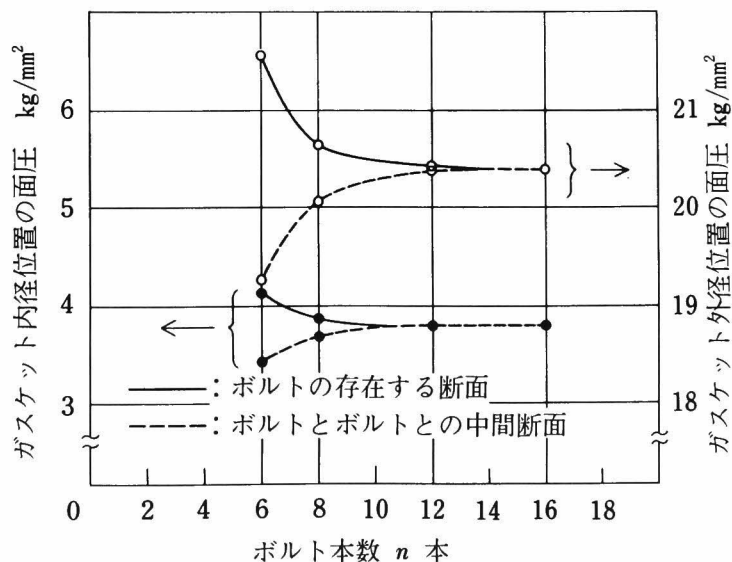
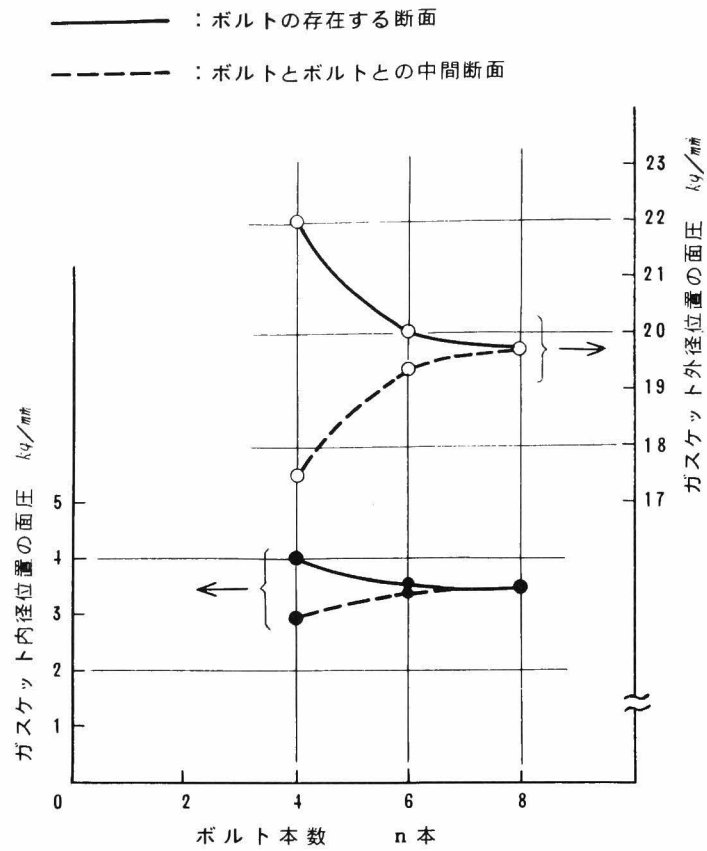
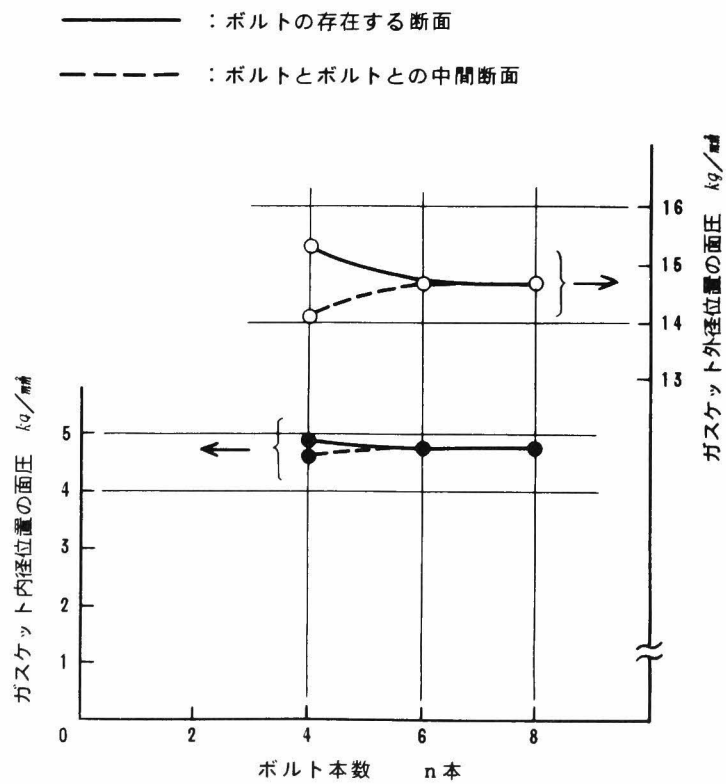


図 1-11. 締付ボルト本数とガスケット面圧
(呼び径 300)



(a) 呼び径 80



(b) 呼び径 32

図 1-12. 締付ボルト本数とガスケット面圧

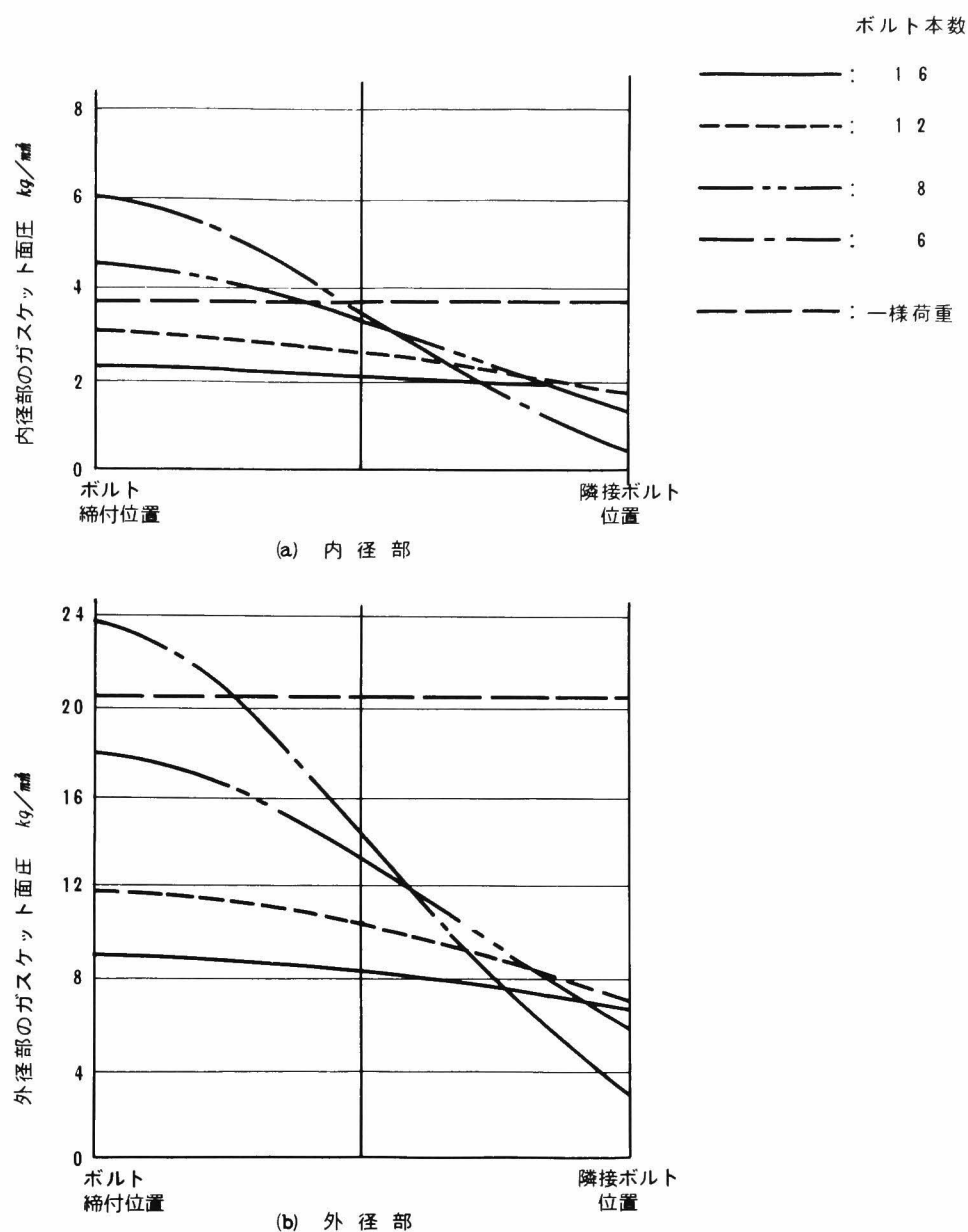


図 1-13. 1本のボルトによるガスケット面圧分布

4.3 ガスケットの影響

100 kg/cm^2 用呼び径 300 のフランジについて、第 1 編第 2 章第 4 節で検討した材質の異なる 4 種類のガスケットを用いた場合に、ガスケット面圧分布が変化する様子を検討した。図 1-14 にはボルト締付荷重 $W=161.9\text{ton}$ 及び内圧 100 kg/cm^2 が作用する場合のガスケット面圧分布を各材質について示した。ガスケットのヤング率が小さいゴム及び石綿ジョイントシートのような軟質ガスケットを用いた場合には、内部流体の浸透はみられず、ガスケット

トの内径から外径にかけてほぼ
 一様な面圧分布が得られている
 ことがわかる。一方、アルミ
 あるいは軟鋼のようにヤング率
 が大きい硬質ガスケットを用い
 た場合では、内部流体はガスケ
 ット接合面に浸透するとともに、
 ガスケット外径部にかけてガス
 ケット面圧が増大している。
 内部流体の浸透領域は、アルミ
 よりも軟鋼のほうが大きく、ガ
 スケットのヤング率が大きくな
 るにつれて増大する傾向にある
 ことがわかる。以上の検討結
 果より、ガスケット面圧はガス
 ケットの材質によって変化し、

ガスケットのヤング率が小さいものほど内部流体の浸透領域が少く、かつガスケットの内径
 から外径にかけて一様な分布に近づくことが明らかになった。

次に、締付ボルト本数とガスケット面圧との関係がガスケット材質によってどのように変
 化するかについて検討を行った。呼び径 300 のフランジについて、ガスケットとして石綿
 ジョイントシートを用いた場合における、ガスケット内、外径位置におけるガスケット面圧
 を図 1-15 に示した。軟鋼ガスケットを用いた場合と同じく、ボルトの存在する断面での
 面圧が最大に、ボルトとボルトとの中間断面での面圧は最小となるが、両者の差は軟鋼ガス
 ケットにおける値よりも小さく、より少ないボルト本数のもとでも、円周方向で均一な面圧
 が得られることが明らかになった。また図 1-16 には、1 本のボルト荷重によって生じる円
 周方向でのガスケット面圧分布を、ガスケットの内、外径部について示した。ボルト本数
 が少ない場合にはボルト締付位置における面圧が大きくなるが、軟鋼ガスケットを用いた図
 1-13 に比べると、ガスケット内、外径及び円周方向でのガスケット面圧が均一化される傾
 向にある。また、ボルト本数が少ない場合にボルトが欠落しても、ガスケット面圧は正の

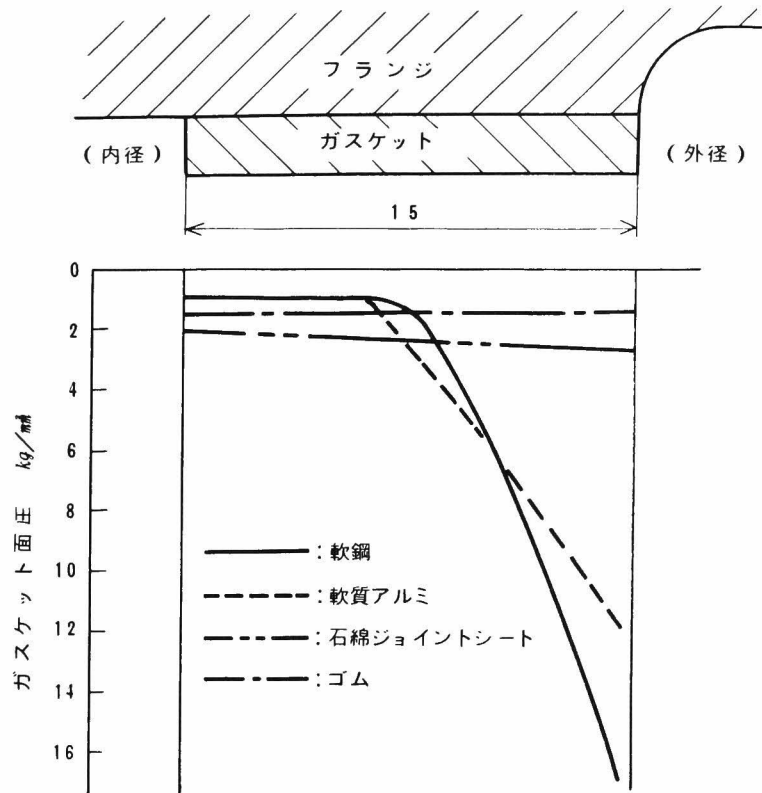


図 1-14. ガスケット材質と面圧分布（呼び径 300）

値を保つことになり、ボルト本数及びボルト荷重のばらつきが漏れに及ぼす影響については、軟質ガスケットを用いた場合のほうが小さいことがわかった。

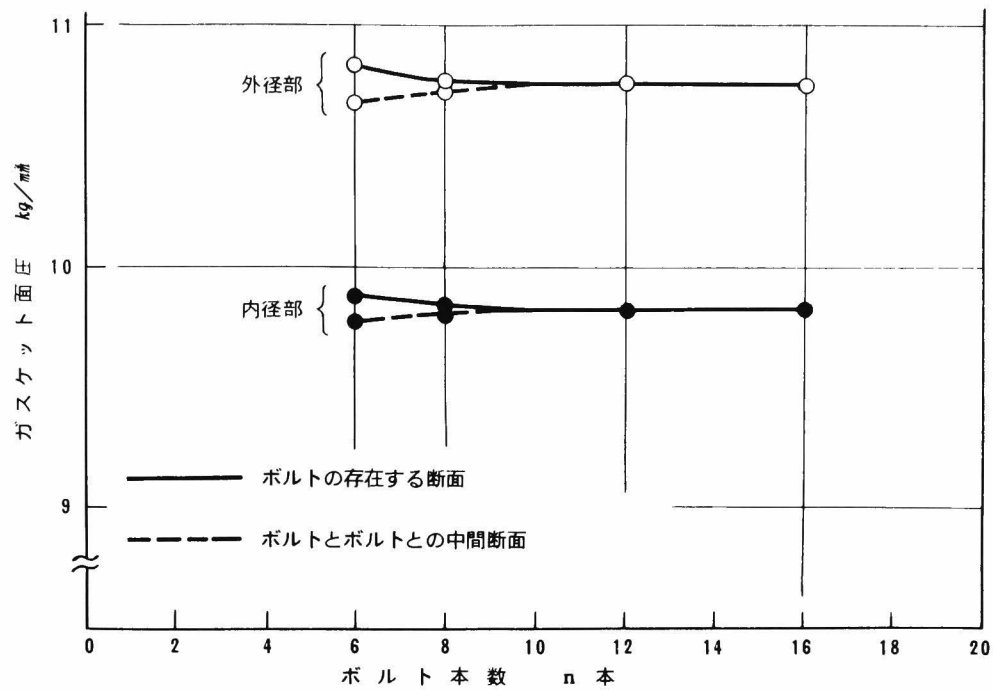


図 1 - 1 5. 締付ボルト本数とガスケット面圧
(石綿ジョイントシート)

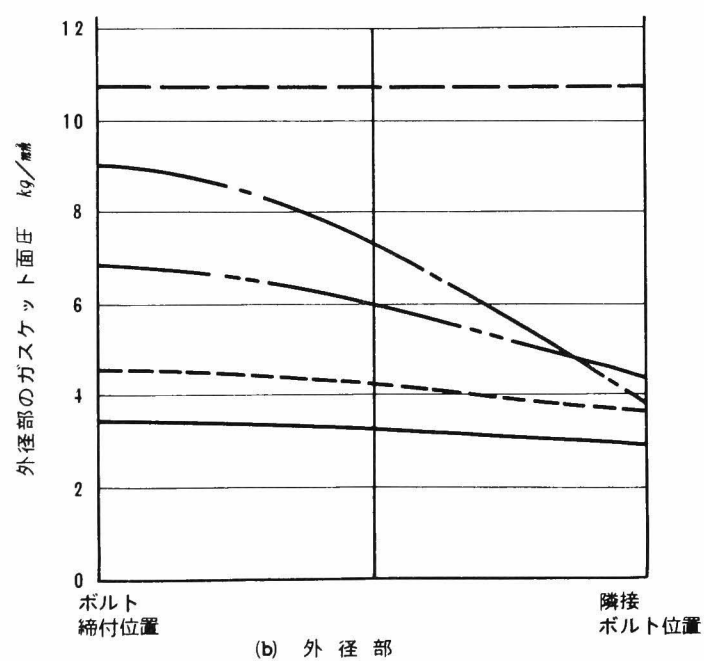
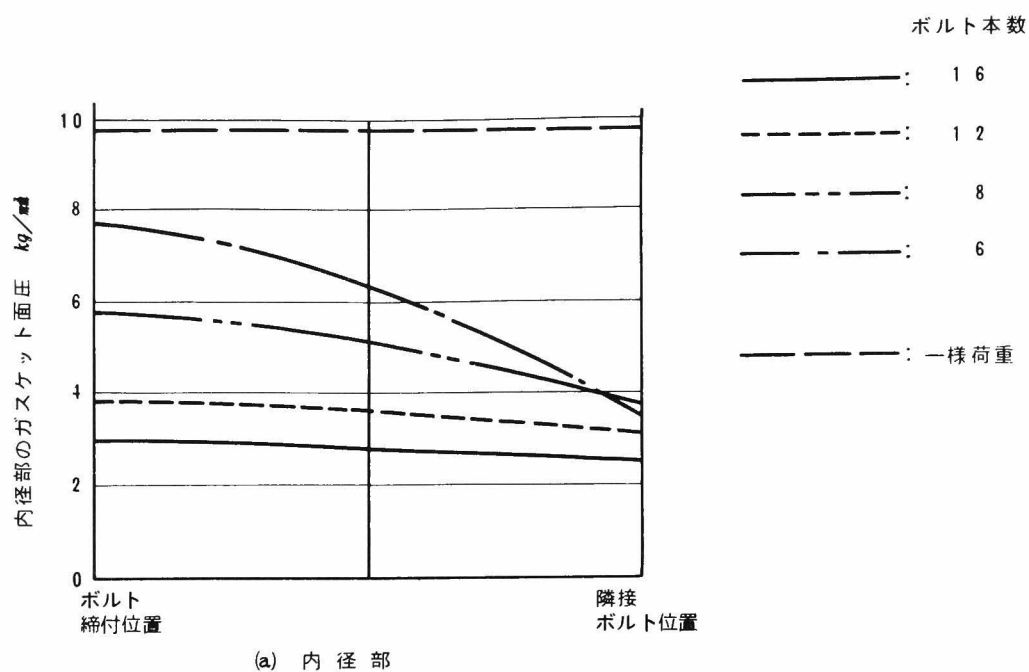


図 1 - 1 6. 1本のボルトによるガスケット面圧分布
(石綿ジョイントシート)

5. 結 言

内部流体の漏れと関係の深いガスケット面圧について、その解析手法を明らかにするとともに、各種要因がガスケット面圧に及ぼす影響について検討を行った。得られた結果をまとめると次のようになる。

- (1) 内圧が作用する場合における、ガスケット接合面への内部流体の浸透領域は、ハブ勾配が大きくなってハブの剛性が低下し、フランジリング部の回転角が増加するにつれて大きくなる。
- (2) 現行のフランジ規格形状では、呼び径の小さいものほどフランジリング部の回転角が小さくなり、内部流体の浸透領域も減少する傾向にある。
- (3) 有限個のボルトによりフランジを締結する場合のガスケット面圧は、ボルトとボルトの間において最小となるが、円周上ではほぼ様な面圧を得るための最小必要ボルト本数を明らかにした。
- (4) ガスケットのヤング率が低い材質ほど、ガスケットの内、外径及び円周方向でのガスケット面圧が均一となり、ボルト荷重のばらつき及びボルトの欠落による面圧低下は少なくなる。

第 2 章 ガスケットによる漏れ防止機構

1. 緒 言

内部流体の漏れに対しては一般に、フランジ間にガスケットを装着してボルト締結を行うことにより、ガスケットに十分な圧縮応力を与えて漏れ防止に対処している。しかし現実には、使用中に内部流体の漏れることが多く経験されている。この漏れを形態面より分類すると、(1)ガスケットとフランジとの接触面における微小なすきまを伝わって漏れる接面漏れ、(2)ガスケットの内部に浸透して漏れる浸透漏れ、(3)破壊漏れ、腐食漏れ、に大別されるが、中でも接面漏れが多く発生し、工業的に最も重要な問題である。

内部流体の漏れ形態のうち、浸透漏れ、破壊漏れ、腐食漏れは、適正な材質のガスケットを使用することにより防止することができるが、接面漏れは、ガスケットの材質には無関係に生じるもので、その防止方法については十分な配慮が必要である。

このような内部流体の漏れを防止するために、適用すべきガスケットを評価する係数として従来よりガスケット係数が採用されてきた。^{(1)~(6)}この係数は単に実験的に得られてきたもので、内部流体が漏れる機構やガスケット係数に及ぼす諸因子の影響（内部流体の種類、使用温度及び圧力、接合面の表面あらさ、ガスケットの形状など）についての系統立った検討は比較的少ない。^{(51)~(63)}そこで、本研究では工業的に問題とされる接面漏れを対象として、ガスケット材質として最も多く用いられている石綿ジョイントシートについて、ガスケットの形状、フランジ座面の表面あらさ、内部流体の種類を変化させた一連の実験を行うとともに、ガスケットを装着したフランジ接合部から内部流体が漏れる現象についての理論的検討を加え、ガスケット係数に及ぼす諸因子の影響を明らかにした。

2. 漏れ実験方法

実験に用いた装置を写真 2-1, 2-2 に、概略図を図 2-1 に示す。まずガスケット①を鋼製下フランジ②と透明なアクリル製上フランジ③との間に装着する。次にレバー機構による負荷装置④を用いて、重錘⑤を載荷してガスケットに圧縮応力を与える。その後に油圧ポンプ⑥を用いて内部流体⑦を送り出し、ガスケット内径部に流体が達していることを確認してから、ねじ⑧を締めて流体を密封する。ここで内部流体として水及びメチルアルコールを用いる場合には、油との比重差を利用した変換器⑨を油圧ポンプに接続することにした。

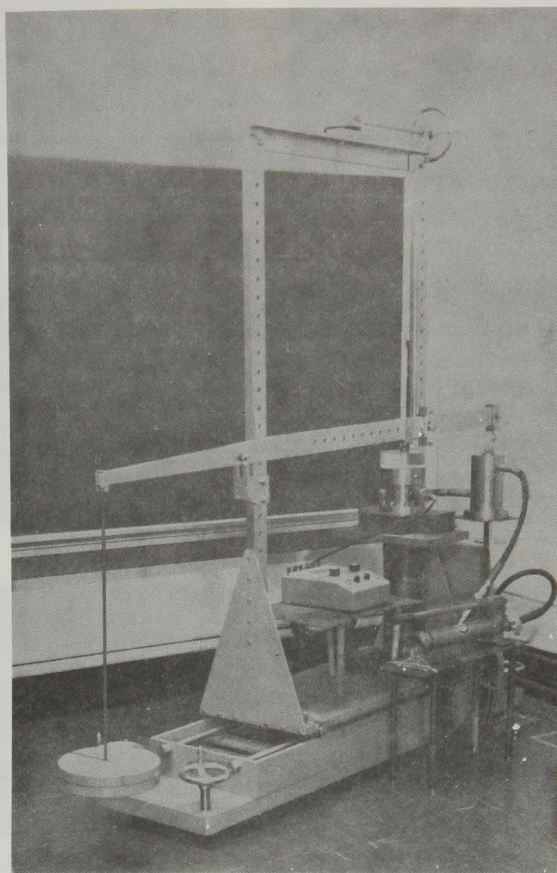


写真 2 - 1. 装置全体写真

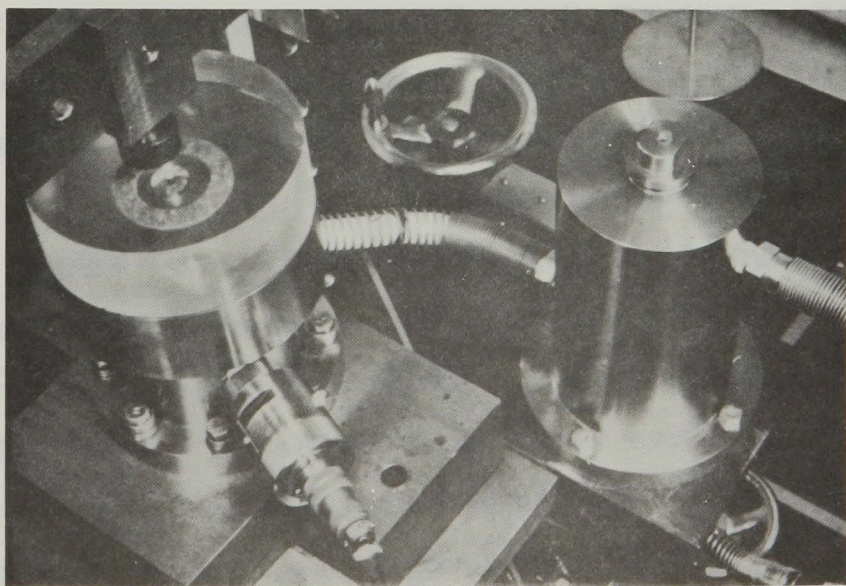


写真 2 - 2. 装置詳細写真

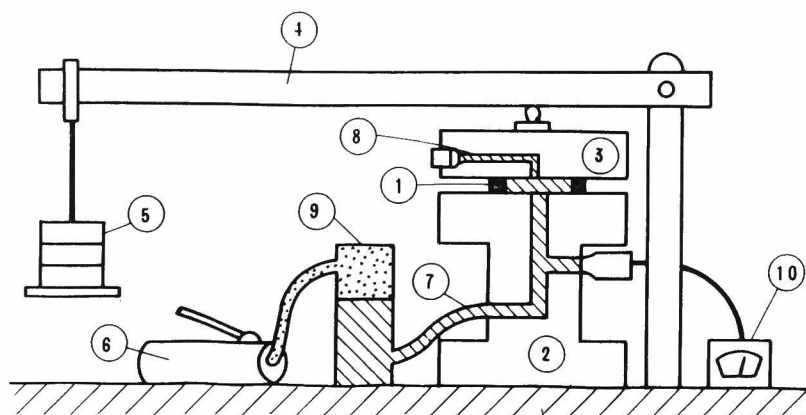
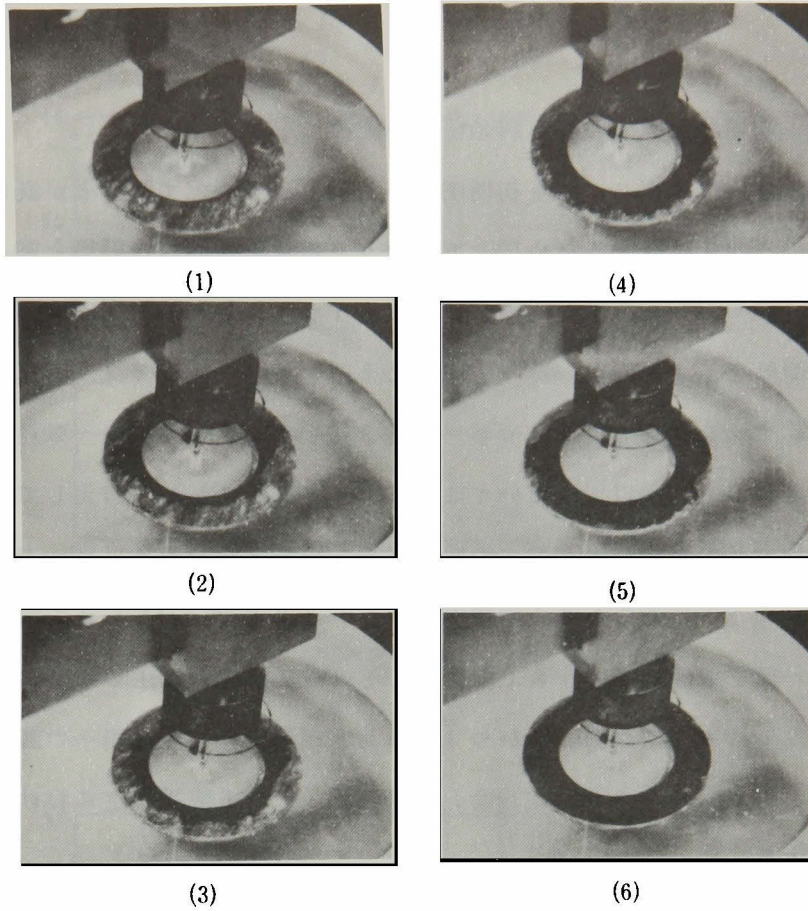


図 2 - 1. 実験装置

内部流体圧力を圧力計⑩にて測定しつつ増加させていくと、内部流体はフランジとガスケットとの接触面を伝って外周部に向いほぼ真円状に広がっていく。図 2 - 2 は透明なアクリル製上フランジを通して、内部流体がフランジとガスケットとの接合面へ浸入していく状態を連続的に撮影したものである。ここで、内部流体は一定圧力のもとでは、ある半径以上には広がらずにその浸入が停止することが観察された。更に圧力を増加させると徐々に浸入していくが再び停止する。今回の実験では内部流体の漏れが開始するまでの加圧を 15 ～ 30 段階に区切って行い、かつ各段階において 10 ～ 20 分間一定圧力を保持して内部流体の浸入が停止したことを確認しつつ実験を進めた。内部流体がガスケット外周部に到達するようすを目視により観察し、ほぼ外周部に達したと思われた後は、ガスケット外周部とフランジ座面との接触部に薄紙をあててぬれの有無を調べ、内部流体の漏れを確認した。なお、内部流体は上フランジとガスケットとの接触面からのみ漏れるように、ガスケットを下フランジ面に接着剤で固定して実験条件が一定になるようにした。

ガスケットの材質は最も広く用いられている石綿ジョイントシートを選び、内・外径比を表 2 - 1 に示すように種々に変化させた。なお、ガスケットの厚さについては、⁽⁶⁰⁾ 遠藤らの報告によればその影響が小さいことから、一般的な 1.5 mm の一種類について検討することとした。内部流体としては、メチルアルコール、水及び油を用い、油については粘性係数の異なる 4 種類を選択した。これら 6 種類の液体の名称と粘性係数を表 2 - 2 に示す。更にフランジ座面の表面あらさとしては、 R_{max} が $0.2 \mu m$ 、 $3.2 \mu m$ 、 $12 \mu m$ の 3 種類を選んだ。



石綿ジョイントシート 40φ-6 4.8φ-1.5 t
シリンダ油

図 2-2. 内部流体の浸入状況

表 2-1. ガスケット形状

厚さ t mm	1.5				
内半径 r _i mm	20.0				
外半径 r _o mm	25.0	27.5	30.0	32.4	37.5

表 2-2. 内部流体の種類

No.	液 体	粘性係数 μ ($kg \cdot s / m^2$) at 25 °C
1	メチルアルコール	0.586×10^{-4}
2	水	0.908
3	スピンドル油	30.6
4	タービン油	114.8
5	ギア油	209.2
6	シリンダ油	755.0

3. 実験結果

3.1 ガスケット初期圧縮応力と漏れ開始圧力の関係

内部流体の漏れ特性はガスケット初期圧縮応力によって変化することが既に知られている^{(53)~(59)}が、本実験の妥当性を確認するために、ガスケット初期圧縮応力の影響を調べた。内部流体としてメチルアルコールを用いた場合の、ガスケットに与えた初期圧縮応力 σ_{g0} と漏れ開始圧力 \bar{p} との関係を示すと図 2-3 の○印のようになる。ここでフランジ座面の表面あらさは $0.2 \mu m$ 、ガスケット形状は $40\phi - 64.8\phi$ (ガスケット内径-外径) である。同図より σ_{g0} が $100 kg/cm^2$ 以上においては \bar{p} は σ_{g0} にほぼ比例して増大しているが、 $100 kg/cm^2$ 以下では σ_{g0} の減少に比べて \bar{p} の低下が著しいことがわかる。一方同図中の●印は、重錘によりガスケットにあらかじめ圧縮応力 $\sigma_{g1} = 133 kg/cm^2$ を与えて約 10 分間保持した後、重錘の一部を取除いて σ_{g0} まで除荷し、その後に流体を加圧して得られた結果である。●印については \bar{p} は σ_{g0} に比例し、かつ $100 kg/cm^2$ 以上の○印と同一の直線上にあることがわかる。この $\sigma_{g0} = 100 kg/cm^2$ は、通常ガスケット使用規定における最小設計締付^{(1)~(6)}応力 y に対応する。

次に漏れ開始時におけるガスケット残留圧縮応力 $\bar{\sigma}_g$ を式 (2-1) にて定義し、⁽¹⁾ \bar{p} との関係を示すと図 2-4 のようになる。

$$\bar{\sigma}_g = \sigma_{g0} - \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \bar{p} \quad \dots\dots\dots (2-1)$$

ただし、 r_o : ガスケット外半径、 r_i : ガスケット内半径

同図よりあらかじめ σ_{g1} を与えた場合には \bar{p} は $\bar{\sigma}_g$ に比例し、 $\bar{\sigma}_g/\bar{p}$ により与えられるガスケット係数 m は一定の値となることがわかる。このことより以下の実験においては、ガスケットにあらかじめ十分な圧縮応力 σ_{g1} を与えた後に所定の初期圧縮応力まで低下させ、その後に内部流体を加圧することにした。

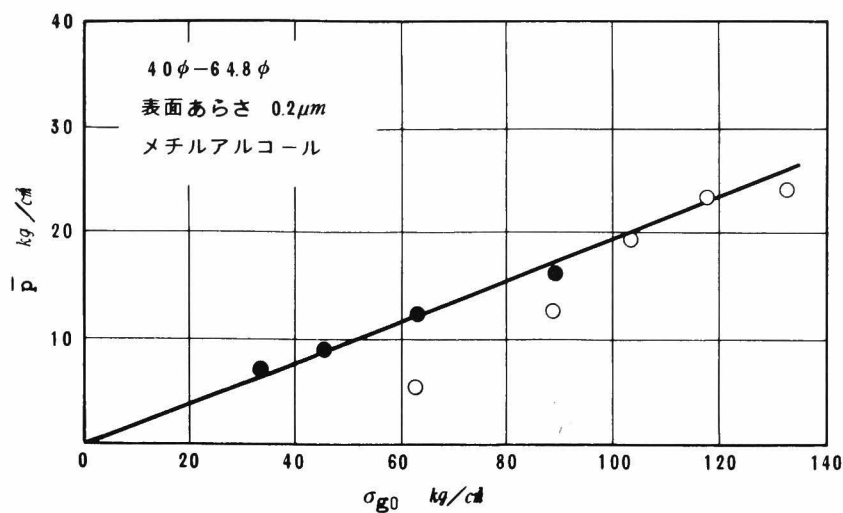


図 2-3. 初期圧縮応力と漏れ開始圧力

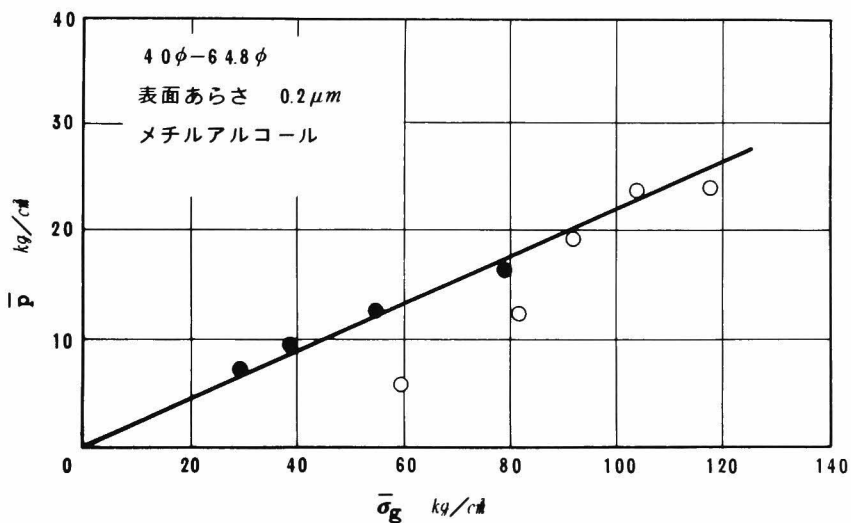


図 2-4. 残留圧縮応力と漏れ開始圧力

3.2 フランジ表面あらさの影響

ガスケット形状を 40φ-64.8φ の一定とし、フランジ座面の表面あらさが、 $0.2\mu m$ 、 $3.2\mu m$ 、 $12\mu m$ の 3 種類に変化した場合に対して、上記と同様の実験を行った。図 2-5 は内部流体としてシリンダ油を用いたときに得られた結果を示しているが、 \bar{p} は $\bar{\sigma}_g$ にほぼ比例し、ガスケット係数 m は \bar{p} によらず一定になることがわかる。また表面あらさが $0.2\mu m \sim 12\mu m$ の範囲で変化した場合には、ガスケット係数 m はほとんど影響を受けないことがわかった。

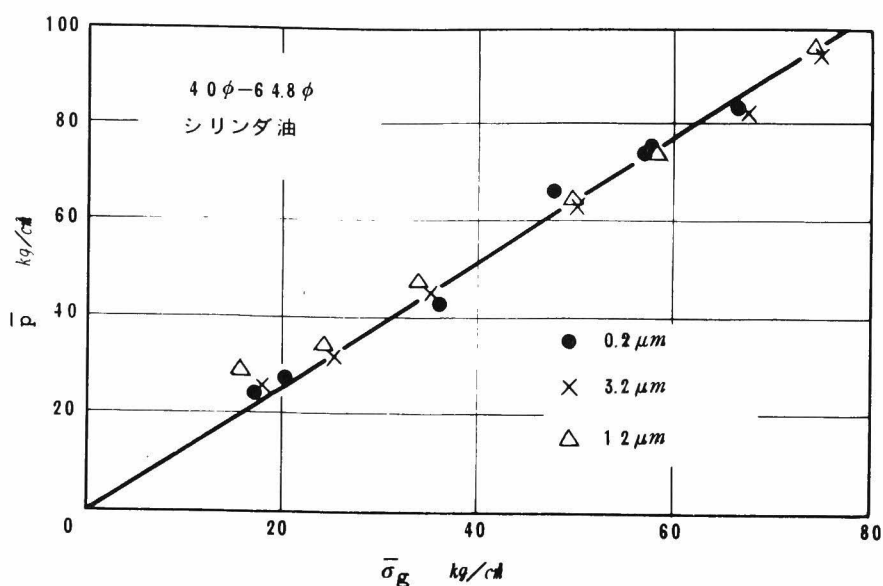


図 2-5. 表面あらしの影響

3.3 内部流体の影響

表 2-2 に示す 6 種類の液体について、内部液体が漏れ特性に及ぼす影響を検討した。フランジ座面の表面あらしを $0.2 \mu m$ とし、 $40 \phi - 64.8 \phi$ のガスケットについて得られた結果を図 2-6 に示す。 \bar{p} は $\bar{\sigma}_g$ に比例するが、ガスケット係数 m は内部流体によって異なることがわかる。ここで、内部流体の粘性係数 μ とガスケット係数 m との関係を求めると図 2-7 のようになる。同図よりガスケット係数は流体の粘性係数が小さい場合には粘性係数の増加とともに減少していくが、粘性係数が大きくなるとほぼ一定の値となることが明らかになった。

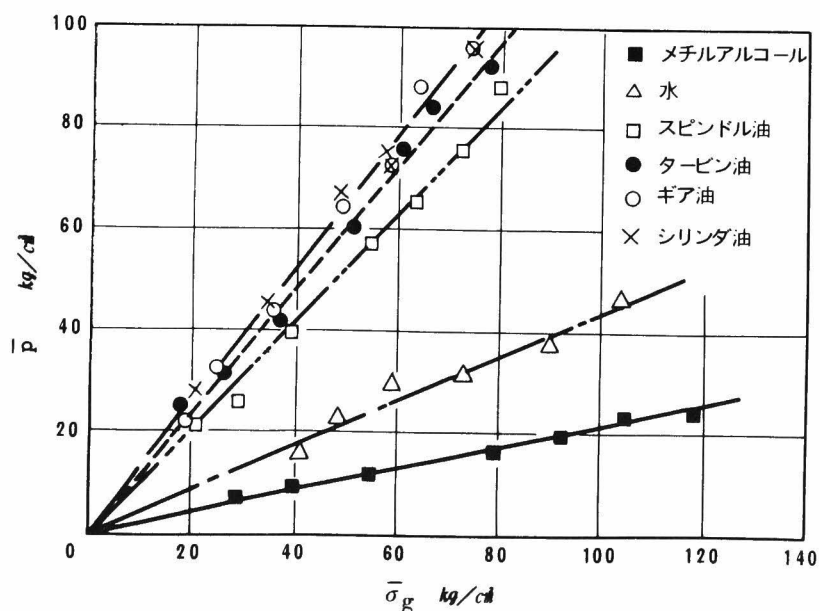


図 2-6. 内部流体の影響

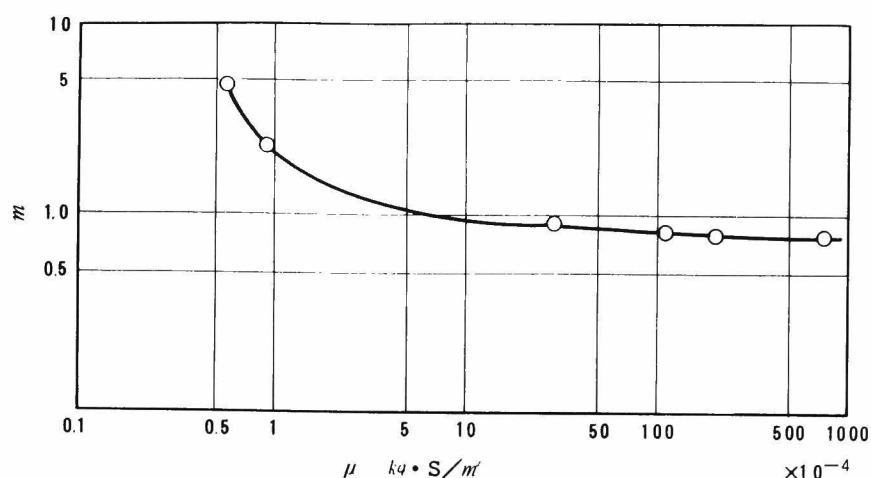


図 2-7. 粘性係数の影響

3.4 ガasket形状の影響

次にフランジの外径寸法を変化させた表 2-1 に示す 5 種類の形状のガスケットについての漏れ特性を比較検討した。フランジ座面の表面あさは $0.2 \mu m$ とし、内部流体としては粘性係数が著しく異なる水とシリンダ油の 2 種類を選んだ。得られた結果を図 2-8 及び図 2-9 に示す。これらの図より、各形状のガスケットにおいては \bar{p} は $\bar{\sigma}_g$ に比例してガスケット係数 m は一定となるが、ガスケット外径が小さくなりガスケット幅が減少するにつれて同じ $\bar{\sigma}_g$ に対しても \bar{p} は低下し、ガスケット係数は増大することがわかる。これはガスケット幅が減少するにつれて内部流体が漏れやすくなることを示し、規格では各材質について一定値として与えられているガスケット係数は、実際にはガスケット形状により変化することが明らかになった。

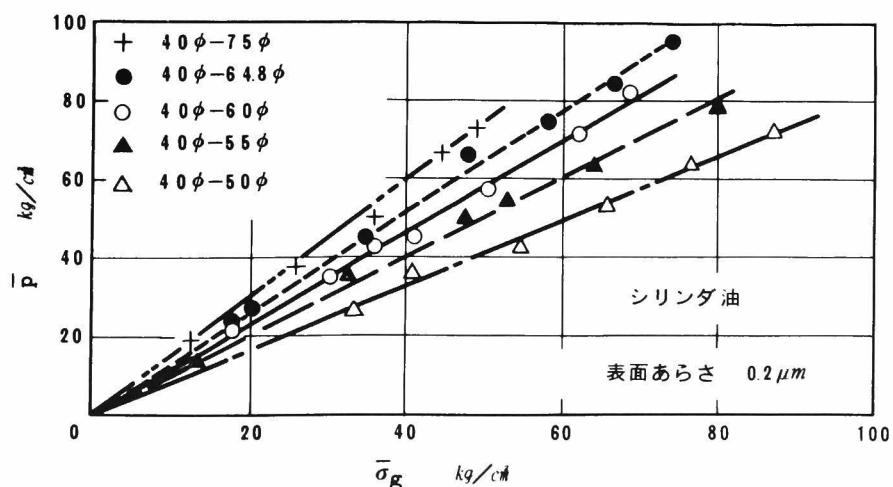


図 2-8. ガasket形状の影響(1)

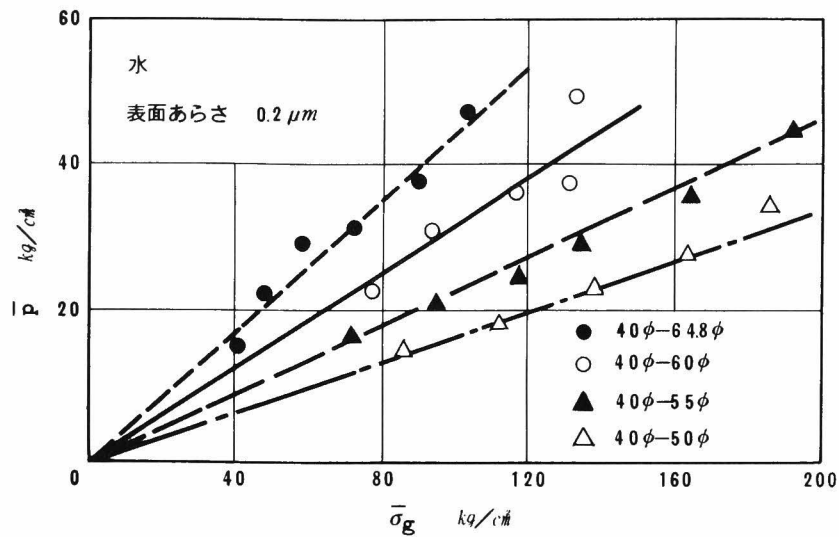


図 2-9. ガスケット形状の影響(2)

4. ガスケット係数と漏れ防止

4.1 フランジとガスケットとの間のすきま

本報で検討した接面漏れにおいては、フランジ座面とガスケット表面との間の微小なすきまを伝って内部流体が漏れることから、すきまの大小は漏れ特性と密接な関係にあるものと考えられる。そこで内部流体として空気を用いたときの漏れ量を測定することにより、すきまの大きさを求めることとした。すなわち、実験装置としては図 2-1 の装置に一部改良を加え、ポンベから供給された空気の漏れ量を、水上置換法によって測定し、下記の要領ですきまの大きさを決定した。

フランジ座面及びガスケット表面には図 2-10-(1)に示すように微小な凹凸があり、フランジとガスケットとの間には微小なすきまが存在している。この微小なすきまを、すきまの全体積をみかけの接触面積で除して得られる平均すきま^{(39)~(42)} h に置き換えて考える。図 2-10-(2)のようなフランジとガスケットとの間のリング状の平均すきま⁽³⁹⁾ h を通る空気の流れを定常粘性流とすれば、体積流量は築添らにより式(2-2)のように求められている。

$$v_a = \frac{\pi h^3}{12 \eta p_a \ell \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right)} (P_i^2 - P_a^2) \quad \dots \dots \dots (2-2)$$

ここで、 p_a : 大気圧力 (絶対圧)

p_i : 内部流体圧力 (絶対圧)

r_o : 外半径

r_i : 内半径

η : 流体の粘性係数

h : 平均すきま

v_a : 大気圧力における流体の体積流量

したがって平均すきま h は、式 (2-2) を変換して得られる式 (2-3) となる。

$$h = \sqrt[3]{\frac{12 v_a \eta p_a \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{\pi (p_i^2 - p_a^2)}} \quad \dots (2-3)$$

さて、 $40\phi - 64.8\phi$ のガスケットを用いて、3節での実験方法と同様に、あらかじめガスケットに初期圧縮応力 $\sigma_{g1} = 133 \text{ kg/cm}^2$ を与えた後、重錘を順次取り除いてガスケット圧縮応力 σ_g を低下させた場合における、 σ_g と平均すきま h との関係を図 2-11 に示す。

ここで σ_g はガスケット内径部及びフランジとガスケットとの接触面に作用している空気圧によるガスケット圧縮応力の低減を考慮したものである。なおフランジ座面の表面あらさは $0.2 \mu m$ とした。同図において空気圧 p_i が変化した場合でも平均すきま h の測定値はほぼ一本の曲線上にあることから、式 (2-3) を用いて平均すきま h を評価することができると考えられる。また、平均すきま

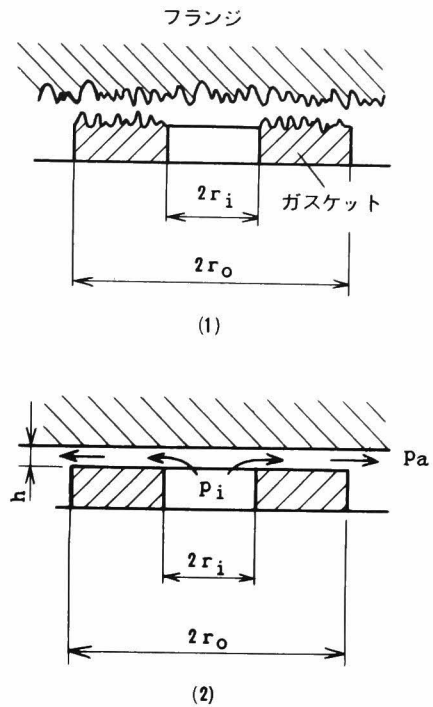


図 2-10. 平均すきま

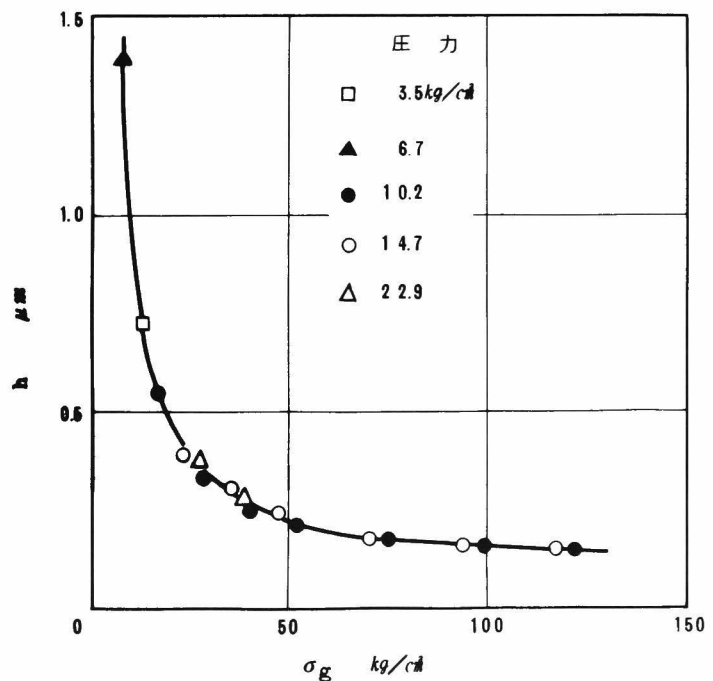


図 2-11. ガスケット圧縮応力と平均すきま

h は σ_g にほぼ反比例して変化することが明らかになった。

次に使用時及び実験時でのガスケット圧縮応力の変化に対応して、ガスケットに負荷した後に除荷した場合における、平均すきま h の連続的变化を図 2-12 に示す。この図より

σ_g が增大するにつれて h は減少するが、

ガスケット初期圧縮応力 $\sigma_{g1} = 133 \text{ kg/cm}^2$ が与えられた後に σ_g を減少させると、

負荷時とは異なった経路に沿って h は σ_g

にほぼ反比例して増大することがわかる。

また同図中にはガスケット表面あらさが

$12 \mu m$ の場合の結果も併記したが、負荷

時において σ_g が小さい場合には表面あら

さの影響が現われて表面あらさに比例して

h は大きくなるが、 σ_g が增大するにつれ

て $0.2 \mu m$ と $12 \mu m$ の場合の差異は少な

くなる。また除荷時においては、 h は σ_g

にほぼ反比例して増大し、かつ表面あらさ

の影響も比較的小さいことがわかった。なおこのように表面あらさの影響が小さいのは、

試験に用いたガスケット材質が石綿ジョイントシートで、その降伏応力がフランジ材に比較して十分に低いためと考えられる。

表面あらさ $0.2 \mu m$ の場合の負荷過程におけるガスケットとフランジとの間の平均すきま

h は、図 2-12 より、 100 kg/cm^2 以上のガスケット圧縮応力を受けた場合には、 σ_g に対する減少割合は小さくなる。

このことより、あらかじめ 100 kg/cm^2 以上の圧縮応力を与えられた後の除荷過程における平均すきまは、与えられた最大の圧縮応力による影響は少

なく、除荷過程におけるガスケット圧縮応力によりほぼ一義的に決定され则认为てよい。

このことは、ガスケット初期圧縮応力の影響を検討した図 2-3 において、ガスケット初期

圧縮応力が 100 kg/cm^2 以上の場合には、あらかじめ 133 kg/cm^2 の初期圧縮応力を与えてから

所定の σ_{g0} まで除荷してその後に加圧した場合とほぼ同一の直線上にあって、 \bar{p} と σ_{g0} と

が比例していることと対応している。

他方、ガスケット初期圧縮応力が小さい場合で、十分な締付けを行わない状態から除荷す

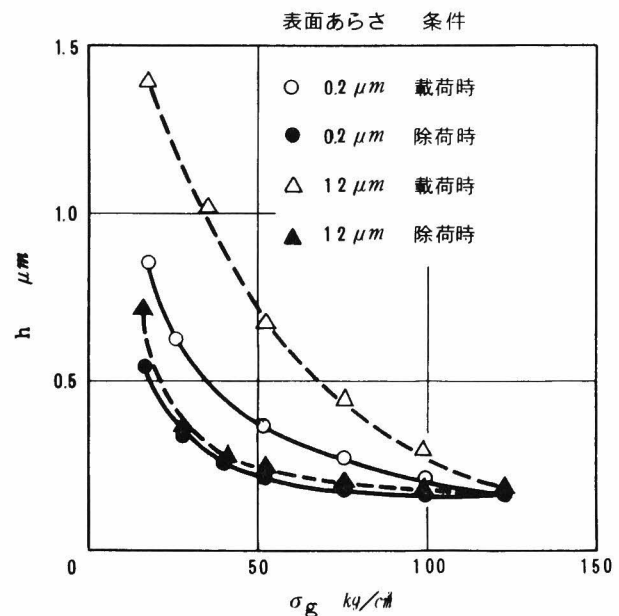


図 2-12. 荷重条件と平均すきま

るときにはガスケット係数は増大する。この理由としては平均すきま h が大きくなり、その結果内部流体の漏れが生じやすくなるためと考えられる。このように平均すきま h は内部流体の漏れと密接な関係があり、漏れ防止の上で、使用に先立ちあらかじめ十分なガスケット圧縮応力を与えてガスケットをフランジ座面になじませておく必要のあることがわかった。

次にフランジ座面の表面あらさと平均すきまとの関係についてみると、石綿ジョイントシートが軟質であるために、図 2-12 にみられるようにあらかじめ $\sigma_{g1} = 133 \text{ kg/cm}^2$ を与えた場合には、除荷過程における平均すきまとガスケット圧縮応力との関係にはわずかな差異しかみられなかった。したがって、このことは、図 2-5 における \bar{p} と $\bar{\sigma}_g$ との関係に表面あらさの影響が顕著に現われなかったことと対応しているものと思われる。

4.2 ガスケット係数の意義

次にフランジとガスケットとの接触面を伝って内部流体が漏れる現象について考える。⁽⁶⁰⁾⁽⁶¹⁾ 遠藤らは、接触面における微小すきまを通る内部流体の粘性流により漏れが生じるとの考えに基づいてガスケット係数を誘導し、内部流体の種類及びガスケット形状の影響を検討しているが、内部流体が密封される機構については説明されていない。⁽⁵⁸⁾ Roberts は図 2-13 に示すように、内部流体圧力 p_i より大きい局部面圧力で密着したループが内部流体の周囲に構成されて内部流体を密封していると考えた。すなわち、フランジ及びガスケットの密封面に吸着している流体分子層が、お互の吸着力の影響を受ける範囲内に近接し、密封面から離れないことが内部流体が漏れないための条件として考えられた。⁽³⁷⁾ いま、同様な考え方を導入し、内部流体分子が接触面から離れて移動する場合には抵抗力を有すると仮定する。ここで、図 2-14 に示すようにフランジとガスケットとのすきまの間に完全に内部流体が浸入している状態を想定して、すきま内の内部流体層について、それが動き出すときのエネルギーバランス式を導くと、式(2-4)を得る。

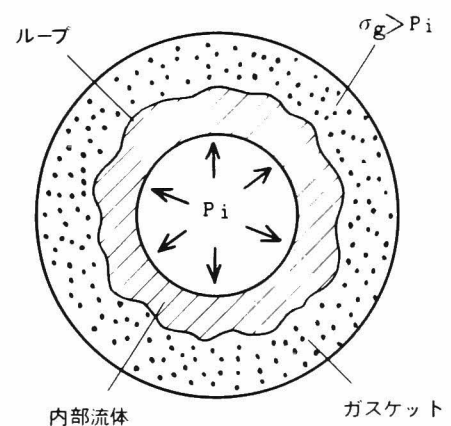


図 2-13. 密封条件

$$2\pi r_i p h d r_i = 2\pi (r_o^2 - r_i^2) f d r_c \dots\dots\dots (2-4)$$

ただし、

r_i : 内部流体層の内半径

r_o : 内部流体層の外半径

dr_i : 内部流体層の内半径
の変化

dr_c : 内部流体層の重心半
径の変化

p : 内部流体圧力

h : 内部流体層の厚さ

f : 内部流体層とフランジ及びガスケット接触面との間に作用する単位面積当たりの
抵抗力

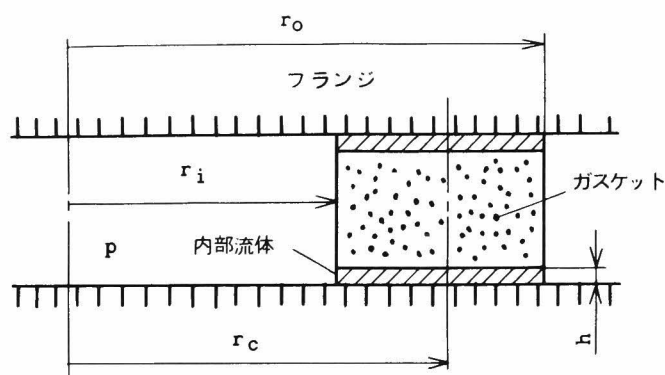


図 2-14. 内部流体の漏れ

ここで左辺は、内圧 p によって内部流体層を外側へ押し出そうとするときのエネルギーであり、
右辺は、内部流体層に作用する接触面からの抵抗力が、流体層の重心に作用するとしたとき
に、内部流体層を内側へ押し込もうとするエネルギーである。ここで、内部流体層の重心半
径 r_c は式 (2-5) にて表わされ、両辺を微分すれば式 (2-6) となる。

$$r_c = \sqrt{\frac{r_o^2 + r_i^2}{2}} \quad \dots \dots \dots (2-5)$$

$$dr_c = \frac{r_o dr_o + r_i dr_i}{\sqrt{2} \sqrt{r_o^2 + r_i^2}} \quad \dots \dots \dots (2-6)$$

内部流体層の体積 $V = \pi(r_o^2 - r_i^2)h$ において、 V 及び h を一定として微分すると式 (2-7) が得られ、これを式 (2-6) に代入すれば式 (2-8) となる。

$$r_o dr_o = r_i dr_i \quad \dots \dots \dots (2-7)$$

$$dr_c = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{r_o^2 + r_i^2}} r_i dr_i \quad \dots \dots \dots (2-8)$$

したがって式 (2-4)、式 (2-8) より式 (2-9) が得られる。

$$ph = \sqrt{2} f \frac{r_o^2 - r_i^2}{\sqrt{r_o^2 + r_i^2}} \quad \dots \dots \dots (2-9)$$

ここで内部流体層の厚さ h を 4.1 節で定義した平均すきま h に等しいとおき、 h が σ_g に反比例することを考慮すれば式 (2-10) となる。

$$\frac{p}{\sigma_g} = \frac{\sqrt{2} f}{C} \cdot \frac{r_o^2 - r_i^2}{\sqrt{r_o^2 + r_i^2}} \quad \dots\dots\dots (2-10)$$

ただし、Cは比例定数である。

内部流体が漏れ始めるときの内圧力を \bar{p} ，ガスケット平均圧縮応力を σ_g' とすれば，

$$\sigma_g' = \sigma_g - \frac{r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \bar{p} \quad \dots\dots\dots (2-11)$$

となり，式(2-1)を用いれば式(2-11)は式(2-12)に変換される。

$$\sigma_g' = \bar{\sigma}_g - \bar{p} \quad \dots\dots\dots (2-12)$$

式(2-10)において $p = \bar{p}$ ， $\sigma_g = \sigma_g' = \bar{\sigma}_g - \bar{p}$ を代入して整理すると，ガスケット係数 m は式(2-13)で表示することができる。

$$m = \frac{\bar{\sigma}_g}{\bar{p}} = \frac{C}{\sqrt{2} f} \cdot \frac{\sqrt{r_o^2 + r_i^2}}{r_o^2 - r_i^2} + 1 = \frac{C}{\sqrt{2} f} F_s + 1 \quad \dots\dots\dots (2-13)$$

ただし、 F_s はガスケットの形状を示す係数で，式(2-14)で定義される。

$$F_s = \frac{\sqrt{r_o^2 + r_i^2}}{r_o^2 - r_i^2} \quad \dots\dots\dots (2-14)$$

ガスケット係数 m と形状パラメータ F_s との関係を示すと図 2-15 のようになる。内部流体が水及びシリンダ油の場合におい

て、m は F_s にほぼ比例して直線的に増大し，式(2-13)の関係が成立することが明らかになった。

内部流体による漏れ特性は式(2-13)における流体の接触面単位面積当たりの抵抗力 f により影響を受ける。ここで、流体の粘性係数 μ とガスケット係数 m との関係を示した図 2-7 では、 μ が小さい流体については m は μ の増加に反比例して減少し、大きな μ の流体においてはほぼ一定の値を示している。このこと

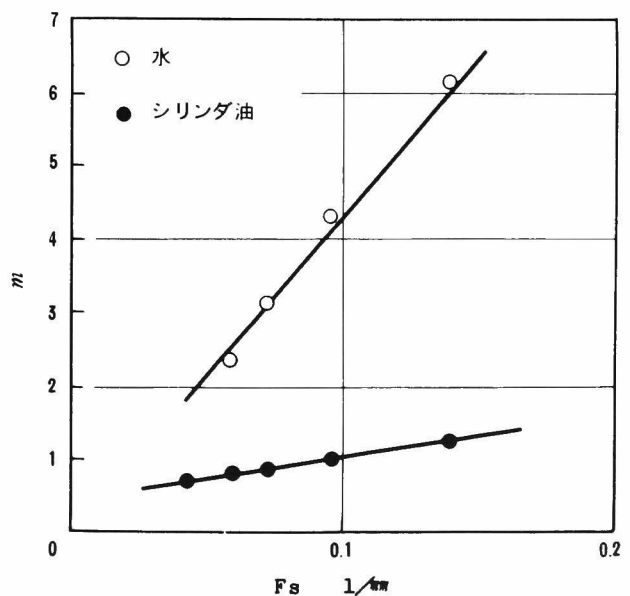


図 2-15. ガスケット形状の影響

から逆に、 f は μ が小さい場合には μ に比例するが、 μ が大きくなるとほぼ一定の値を示す性質を有するものであることがわかる。

5. 結 言

石綿ジョイントシートガスケットを用いて、フランジとガスケットとの接触面を伝わって漏れる界面漏れについての一連の実験を行った。得られた結果をまとめると次のようになる。

- (1) ガスケットの使用に当たっては、内部流体圧力の作用に先立ち、ガスケットに十分な初期圧縮応力 σ_{g1} を与えてフランジ座面になじませる方法がとられているが、その必要性をフランジとガスケットとの間の平均すきま h を用いて明らかにした。
- (2) σ_{g1} をあらかじめ与えた場合には、漏れ開始時における内部流体圧力 \bar{p} とガスケット残留圧縮応力 $\bar{\sigma}_g$ とはほぼ比例し、ガスケット係数 $m(=\bar{\sigma}_g/\bar{p})$ は \bar{p} によらずに一定値となる。
- (3) ガスケット係数 m はガスケット内・外半径の関数となり、ガスケット幅が減少して内外径比が小さくなるにつれて増大する。
- (4) ガスケット係数は内部流体の粘性係数 μ が小さい場合には μ にほぼ反比例して変化するが、 μ が十分大きい場合には μ の影響がみられず一定値となる。

フランジは配管及び容器の継手部材として重要な部品であるが、設計上で重要な点は

- (A) フランジに発生する応力を正しく評価して、強度上の安全性を保証すること。
- (B) 使用条件に応じたガスケットを選択し、適正なガスケット締付力を決定することにより内部流体の漏れを防止すること。

の2点となる。本研究では第1編において、フランジの強度に関する研究を、第2編において、漏れに対するガスケットの効果に関する研究を取りあげ、フランジの設計手法に関する検討を行った。得られた結果をまとめると次のようになる。

- (1) ボルト締めされた内圧の作用を受ける一体形管フランジに発生する応力分布について、有限要素法を用いて解析する手法を示し、その妥当性を実験にて確かめるとともに、従来の規格の応力計算式による結果と比較検討した。更に、フランジ形状、締付ボルト本数及びガスケットの種類がフランジ発生応力に及ぼす影響を明らかにした。(第1編・第1章及び第2章)
- (a) 締付ボルト本数が多い場合には、フランジ形状及びボルト締付荷重を軸対称として有限要素法により得られたフランジ各部の発生応力は、測定結果とよい一致を示した。これより、フランジの発生応力を求めるに当たっては、軸対称問題と仮定して解析を行っても、十分正確に応力値を評価できることがわかった。
- (b) フランジに発生する最大応力はハブ付根部における子午線方向応力 σ_m となった。一方、規格の応力計算式により得られる応力成分は $\sigma_r, \sigma_z, \sigma_t$ の3成分であるが、これらの応力値は一般に、有限要素法による子午線方向応力 σ_m より低い値を示す。したがって、苛酷なフランジの使用条件においては、実際に発生する応力を正確に評価して強度検討を行うことが必要とされる。
- (c) ボルトを用いた実際の締付状態におけるフランジの発生応力を明らかにするために、締付ボルト本数を考慮した解析手法を導入した。解析結果は測定値とよい一致を示し、その妥当性が確かめられた。
- (d) 有限個のボルトによりフランジを締結した場合には、ハブ付根部の最大子午線方向応力はボルトの存在する断面において最大となる。BS1515ではボルトピッチの影響を考慮したボルトピッチ修正係数 C_F を示しており、 C_F を用いて計算される値は実際の発生応力より若干小さいが、実用的には十分に適用できると考えられる。

- (e) ボルト締付荷重のばらつきがフランジ発生応力に及ぼす影響を定量的に明らかにし、ボルト本数が少ない場合ほどばらつきの影響が大きくなるために、均一な締付荷重を与えるように注意する必要があることを示した。
- (f) ガasketの種類が変わる場合には、ガasket係数が異なるために所要ボルト締付荷重も変化するが、フランジ発生応力はボルト締付荷重にほぼ比例して変化することがわかった。
- (2) フランジの強度検討上では、ハブ付根部における子午線方向応力 σ_m が重要であるが、従来の規格の応力計算式においてはこれを評価することができないことから、最大子午線方向応力 σ_m^{\max} を簡便に求めることのできる方法を明らかにした。(第1編・第3章)

リングガasketを用いた場合において、フランジ呼び径、ハブ付根部曲率半径、ハブ勾配を変化させた各種フランジ形状について検討し、 σ_m^{\max} を算出することのできる計算式を導いた。 σ_m^{\max} は、ASMEの応力計算式により得られる軸方向応力 σ_z 、及び内圧による管軸力により発生する平均軸方向応力 σ_z' に補正係数 $\bar{\alpha}$ を乗じ、かつハブ外表面の傾斜角 θ を考慮して次式により求めることができる。

$$\sigma_m^{\max} = \bar{\alpha} \times \frac{\sigma_z + \sigma_z'}{\cos \theta}$$

ただし、

$$\bar{\alpha} = -0.0284 \times \left(\frac{g_1 - g_0}{r} \right)^2 + 0.3815 \times \left(\frac{g_1 - g_0}{r} \right) + 0.644$$

g_1 : ハブ付根部厚さ (mm) g_0 : 管厚 (mm)

r : ハブ付根部の曲率半径 (mm)

- (3) 全面形ガasketを用いた場合におけるフランジの発生応力について解析を行い、設計に用いることのできる応力計算式を導いた。(第1編・第3章)
- (a) ガasketを弾性基盤とみなし、弾性基盤上の円板と円筒とからフランジが構成されると考えて、フランジ発生応力及びボルト締付荷重を解析的に求める手法を示した。
- (b) (a)での解析手法を更に簡略化して、簡便な応力計算式を誘導し、これを全面形ガasketを用いた場合のフランジの応力計算式として提案した。更に、有限要素法によりその妥当性を確かめるとともに、ハブ付根部での曲率半径の影響が、(2)での結論と同様に、 $(g_1 - g_0) / r$ により整理できることを明らかにした。
- (c) 従来の規格の計算式では、最大応力成分はボルト中心円径での半径方向に生じるとされて

いたが、この応力成分は比較的小さく、ハブ付根部の外表面における子午線方向応力が最大となることが明らかになった。

(4) 内部流体の漏れと関係の深いガスケット面圧について、その解析手法を示すとともに、ガスケット面圧に及ぼす各種要因の影響を明らかにした。(第2編・第1章)

(a) 内圧が作用する場合における、ガスケット接合面への内部流体の浸透領域は、ハブ勾配が大きくなってハブの剛性が低下し、フランジリング部の回転角が増加するにつれて大きくなる。

(b) 現行のフランジ規格形状では、呼び径の小さいものほどフランジリング部の回転角が小さくなり、内部流体の浸透領域も減少する傾向にある。

(c) 有限個のボルトによりフランジを締結する場合に、円周方向ではほぼ一様な面圧を得るための最小必要ボルト本数を明らかにした。

(d) ヤング率の低いガスケットほど、ガスケットの幅方向及び円周方向でのガスケット面圧分布が一様となり、ボルト荷重のばらつき及びボルトの欠落による面圧低下の割合は小さくなる。

(5) ガスケットとして一般に広く用いられている石綿ジョイントシートについて、ガスケットによる漏れ防止条件についての実験的及び理論的検討を行い、ガスケット係数 m に対する、フランジ座面の表面あらさ、内部流体の種類及びガスケットの形状の影響を明らかにした。(第2編・第2章)

(a) ガスケットの使用に当たっては、内部流体圧力の作用に先立ち、ガスケットに十分な初期圧縮応力 σ_{g1} を与えてフランジ座面になじませる方法がとられているが、その必要性をフランジとガスケットとの間の平均すきま h を用いて明らかにした。

(b) σ_{g1} をあらかじめ与えた場合には、漏れ開始時における内部流体圧力 \bar{p} とガスケット残留圧縮応力 $\bar{\sigma}_g$ とはほぼ比例し、ガスケット係数 $m (= \bar{\sigma}_g / \bar{p})$ は \bar{p} によらずに一定値となる。

(c) ガスケット係数 m はガスケット内・外半径の関数となり、ガスケット幅が減少して内外径比が小さくなるにつれて増大する。

(d) ガスケット係数 m は内部流体の粘性係数 μ が小さい場合には μ にほぼ反比例して変化するが、 μ が十分大きい場合には μ の影響がみられず一定値となる。

謝

辞

以上の研究は住友金属工業株式会社中央技術研究所において、過去数年にわたって行ったもので、この間研究の機会を与えられるとともに、終始御指導御鞭撻をいただきました住友金属工業株式会社中央技術研究所所長 小田尚輝 博士に深甚なる謝意を表します。また本研究の内容につき有益なる御助言を賜った京都大学工学部教授 遠藤吉郎 博士に厚く御礼申し上げます。

さらに直属の上司として本研究の開始時より細部にわたり御指導御討論いただきました研究所副所長 西岡邦夫 博士並びに主任研究員 森田喜保 博士に心からなる感謝を捧げます。また実験及び計算に際し熱心に協力をいただいた義永尅偉氏、森脇正市氏に感謝の意を表します。

最後に、本研究に際し常に問題を提起していただくとともに有益なる御助言御討論を賜った「JIS管フランジ規格調査分科会」主査 埼玉大学工学部教授 小玉正雄 博士をはじめ委員各位、並びに住友金属工業株式会社製鋼所関係各位に深甚なる謝意を表します。

参 考 文 献

- (1) ASME Boiler and Pressure Vessel Code ,Sec. VIII ,Appendix II
- (2) JIS B 8243 (1977)
- (3) 日本規格協会 , J I S機械要素 (1975) , 963
- (4) BS 1500 ,Fusion welded pressure vessels for general purposes ,Part 1
(1958)
- (5) BS 1515 ,Fusion welded pressure vessels for use in chemical ,petroleum
and allied industries ,Part 1 (1965) and Part 2 (1968)
- (6) DIN 2505 ,Berechnung von Flanschverbindungen (1972)
- (7) Waters ,E.O. and Taylor ,J.H. ,Trans. ASME ,49(1927) ,531
- (8) Waters ,E.O. ,Wesstrom ,D.B. ,Rossheim ,D.B. and Williams ,F.S.G. ,
Trans. ASME ,59(1937) ,161
- (9) Rossheim ,D.B. ,Gebhardt ,E.H. and Oliver ,H.G. ,Trans. ASME ,60(1938) ,
305
- (10) Wesstrom ,D.B. and Bergh ,S.E. ,Trans. ASME ,73(1951) ,553
- (11) Kerkhof ,W.P. ,Proc. Third World Petroleum Congress ,8(1951) ,151
- (12) Waters ,E.O. and Williams ,F.S.G. ,Trans. ASME ,74(1952) ,135
- (13) Donald ,M.B. and Salomon ,J.M. ,Proc. Inst. Mech. Engr. ,173(1959) ,
459
- (14) Timoshenko ,S. and Woinowski-Krieger ,S. , "Theory of Plates and
Shells" ,(1959) ,Mcgraw-Hill
- (15) Timoshenko ,S. , "Strength of Materials" ,(1960) ,Van Nostrand
- (16) 仲塚 ,ケミカルエンジニアリング , 12-8(1967) ,57 , 12-9(1967) . 73 , 12-10
(1967) ,56 , 12-11(1967) ,61 , 12-12(1967) ,81
- (17) Robertson ,G. ,J. Mech. Engr. Sci. , 2-3(1960) ,254
- (18) Meincke ,H. , VDI-Z. 105(1963) ,549
- (19) 林ほか2名 ,機論 , 41-349(1975) ,2450
- (20) Fessler ,H. and Musson ,J.K. ,J. Mech. Engr. Sci. ,14-2(1972) ,98

- (21) Murray ,N.W. and Stuart ,D.G. ,Proc. Inst. Mech. Engr., Symposium on
Pressure Vessel Research (1961)
- (22) Schwaigerer ,S., VDI-Z, 96(1954), 7
- (23) 小玉, 高压ガス, 13-5(1976), 207
- (24) Lake .G.F. and Boyd, G., Proc. Inst. Mech. Engr., 171(1957), 843
- (25) 白倉, 機誌, 67-548(1964), 1380
- (26) JIS B 2240 (1977), 解説
- (27) BS 5500
- (28) Schneider, R.W., Trans. ASME, Ser. A, 90-1(1968), 82
- (29) Waters, E.O. and Schneider, R.W., Trans. ASME, Ser. B, 91(1969),
615
- (30) Gould, H.H. and Mikic, B.B., Trans. ASME, Ser. B, 94-3(1972), 864
- (31) Thompson, J.C., et al., Trans. ASME, Ser. J, 98-4(1976), 277
- (32) Iosilovich, G.B., Russian Eng. Jour., 54-6(1974), 24
- (33) 丸山・沢, 機論, 44-383(1978), 2516
- (34) 伊藤, 機誌, 73-619(1970), 1168
- (35) 岡村, 配管技術, 18-12(1976), 96 , 19-2(1977), 99 , 19-7(1977), 110
- (36) 小玉, 機誌, 80-708(1977), 1198
- (37) 岩波・近森, パッキン技術便覧, 産業図書
- (38) ガスケット研究会, ガスケット, 近代編集社
- (39) 築添ほか2名, 機論集, 32-239(1966), 1083
- (40) 築添, 潤滑, 14-5(1969), 228
- (41) 築添, 潤滑, 13-3(1968), 101
- (42) 築添, 機誌, 62-491(1959), 1753
- (43) 妹尾ほか, 機誌, 68-560(1965), 1321
- (44) 蟹瀬・山下, 高压瓦斯協会誌, 15-7(1951), 269
- (45) 蟹瀬・山下, 高压瓦斯協会誌, 16-1(1952), 2
- (46) Storozhik, D.A. and Selegei, N.G., Steel in the USSR, 7(1977), 480
- (47) Stevens-Guille, P.O. and Crago, W.A., Trans. ASME, Ser. J, 97(1975), 29

- (48) Roth, A., Vacuum, 20(1970), 431
- (49) Rossheim, D.B. and Markl, A.R.C., Mech. Engr., 65(1943), 647
- (50) Siemon, K., Mech. Engr., 66(1944), 72
- (51) Siebel, E., Hering, W.G. und Raible, A., Forschg. Ing.-Wes.,
5(1934), 298
- (52) Siebel, E. and Wellinger, K., Die Chemische Technik, 15(1942), 215
- (53) Roberts, I., Trans. ASME, 72(1950), 169
- (54) Schwaigerer, S. und Krageloh, E., BWK, 4(1952), 404
- (55) Krageloh, E., Gummi und Asbest, 11(1957), 628
- (56) Donald, M.B. and Salomon, J.M., Proc. Inst. Mech. Engr., 171(1957),
829
- (57) Haenle, S., Forsch. Ing.-Wes., 23(1957), 113
- (58) Wellinger, K. und Krageloh, E., Gummi und Asbest, 12(1958), 768
- (59) Whalen, J.J., ASME Paper No. 58-SA-28 (1958)
- (60) 遠藤・阿波屋, 材料, 13-127(1965), 249
- (61) 遠藤・阿波屋, 材料, 13-127(1965), 256
- (62) 遠藤ほか3名, 機講演, 関西支部第37期, (1962), 175
- (63) Fessler, H. and Perry, D.A., J. Strain Analysis, 12-1(1977), 29
- (64) Donald, M.B. and Morris, C., Proc. 2nd Intern. Conf. Fluid Sealing
(1964), A4-53
- (65) Quansah, W.A., Proc. 3rd Intern. Conf. Fluid Sealing (1967), C5-53
- (66) Quansah, W.A., Proc. 4th Intern. Conf. Fluid Sealing (1969), 98
- (67) 小玉, 機誌, 69-574(1966), 1436
- (68) 西岡・森田, 機論, 36-285(1970), 706

研究発表論文一覧表

1. 西岡邦夫，森田喜保，河嶋寿一：一体形管フランジの強度
(第1報 応力分布の解析と従来の設計規準との比較)
機論，45-392(昭54-4)，355
2. 西岡邦夫，森田喜保，河嶋寿一：一体形管フランジの強度
(第2報 ガasket面圧の解析とボルト本数の影響)
機論，45-392(昭54-4)，363
3. 森田喜保，河嶋寿一：一体形管フランジの強度
(第3報 最大子午線方向応力の設計公式)
機論，45-399(昭54-11)，
4. 森田喜保，河嶋寿一：一体形管フランジの強度
(第4報 ガasket係数について)
機論，投稿中
5. 森田喜保，河嶋寿一：一体形管フランジの強度
(第5報 全面形ガasketを用いた場合の応力計算式)
機論，投稿中
6. K. Nishioka, Y. Morita, H. Kawashima: Strength of Integral Pipe Flanges
(No.1 Stress Distribution in Flange and the Criticism of the
Conventional Standards)
Bulletin of JSME, 22-174(1979),
7. K. Nishioka, Y. Morita, H. Kawashima: Strength of Integral Pipe Flanges
(No.2 Gasket Seating Stress and the Influence of Number of Bolts)
Bulletin of JSME, 22-174(1979),
8. Y. Morita, H. Kawashima: Strength of Integral Pipe Flanges
(No.3 The Formula for Calculating the Maximum Meridional Stress)
Bulletin of JSME, 23-181(1980),

